

3100098009930

TUGAS AKHIR

(NE. 1701)

METODE SIMULASI KOMPUTER UNTUK TINJAUAN DYNAMICS BEHAVIOUR DARI SISTEM HYDRAULIC BOW THRUSTER

RSke
623.870.113
Ara
M-1
1996



MILIK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER

Disusun oleh :

ARAYANA WISNU A. K.

NRP. 4290 100 012

**TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA**

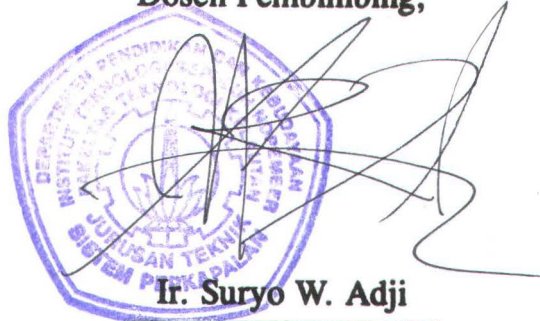
1996

PERPUSTAKAAN I T S	
Tgl. Terima	16 DEC 1996
Terima Dari	tt
No. Agenda Prp.	6703

LEMBAR PENGESAHAN

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing,



Ir. Suryo W. Adji

NIP. 131 879 390

**TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA**

1996

DAFTAR KEMAJUAN TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Judul karya tulis :

METODE SIMULASI KOMPUTER UNTUK TINJAUAN DYNAMICS BEHAVIOUR DARI
SISTEM HYDRAULIC BOW THRUSTER

Dosen pembimbing

: Ir. Surjo W. Adji, Msc.

N a m a

: Arayana Wisnu Agung Kurniawan

Nomor Pokok


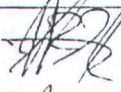


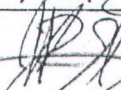
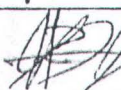


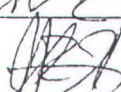
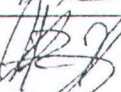

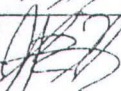
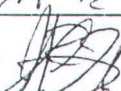
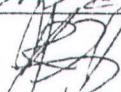

: 4290 100 012

Tanggal diberikan tugas

:


Tanggal diselesaikan tugas

:

No	Tgl.	KEMAJUAN	T.T. DOSEN	No	Tgl.	KEMAJUAN	T.T. DOSEN
1	6/5'96	Konsultasi Referensi		10	9/8'96	Konsultasi Bab. II - III	
2	21/5'96	Konsultasi Bab I		11	19/8'96	Konsultasi Bab III - IV	
3	29/5'96	Konsultasi Bab I		12	2/9'96	Konsultasi Bab III - IV	
4	5/6'96	Konsultasi Bab. I & II.		13	12/9'96	Konsultasi Bab III - IV	
5	17/6'96	Konsultasi Bab I & II		14	20/9'96	Konsultasi Bab III - IV	
6	8/7'96	Konsultasi Referensi & spic.		15	5/10'96	Konsultasi Bab III - IV	
7	14/7'96	Konsultasi Bab III.		16			
8	23/7'96	Konsultasi Bab. III		17			
9	29/7'96	Konsultasi Bab I - III		18			

Catatan :

Sudah mengikuti
Presentasi II

Siap untuk diujikan	7/10/96 
Belum siap untuk diujikan	
Waktu tugas diperpanjang	
Tugas dibatalkan	

Surabaya,

Dosen Pembimbing,

(Ir. Surjo W. Adji, Msc.)



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

Kampus ITS Sukotilo, Surabaya 60111, Telp. 5947254, 5947274
Perw. 262, 5948757, Fax. 5947254

TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Nama : ARAYANA WISNU AGUNG K.
Nomor Pokok : 4290 100 012
Tanggal diberikan tugas :
Tanggal diselesaikan tugas :

JUDUL KARYA TULIS :

METODE SIMULASI KOMPUTER UNTUK TINJAUAN
DYNAMICS BEHAVIOUR DARI SISTEM HYDRAULIC BOW THRUSTER

Dosen Pembimbing,

Ir. Suryo W. Adji, MSc.
NIP. 131 879 390

Mahasiswa,

A. Wisnu A. K.

Surabaya,
Kajur

Ir. M. Orlanto, BSE, MSc.
NIP. 130 786 955

1 copy untuk : Arsip Jurusan
1 copy untuk : Arsip Dosen Pembimbing
1 copy untuk : Arsip Mahasiswa Ybs.

KATA PENGANTAR

Bismillahir rahmanir rahim.

Puji syukur kehadiran Allah SWT atas kesempatan yang diberikan olehNya kepada penulis sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik.

Tugas Akhir ini dibuat sebagai prasyarat dalam menyelesaikan studi di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan - Fakultas Teknologi Kelautan - Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Atas kesempatan yang diberikan dalam melakukan penyusunan Tugas Akhir ini, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang setinggi-tingginya kepada :

- Bapak Ir. Digul Siswanto, Dekan Fakultas Teknologi Kelautan ITS Surabaya.
- Bapak Ir. M. Orianto, BSE. Msc., Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan ITS Surabaya.
- Bapak Ir. Suryo W. Adji, Dosen Pembimbing Tugas Akhir.
- Bapak Ir. S. Tondohartono, Dosen Wali penulis.
- Bapak-bapak Dosen Teknik Sistem Perkapalan FTK ITS Surabaya.
- Bapak Ir. Fatahangi D. M. , Manager PT. Dok & Perkapalan Kodja Bahari Unit Galangan Jakarta I beserta segenap stafnya.
- Bapak dan Ibu, yang telah memberikan dukungan penuh dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
- Semua pihak yang telah membantu penyelesaian penulisan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, untuk itu kritik dan saran membangun dari pembaca sangat diharapkan. Harapan penulis semoga penulisan ini dapat turut serta memberikan manfaat bagi perkembangan dunia perkapalan Indonesia. *Amien.*

Surabaya, Oktober 1996

Penulis

DAFTAR SIMBOL

ω_S	= angular velocity source
ω_I	= angular velocity yang dipengaruhi efek inertif
ω_C	= angular velocity yang dipengaruhi efek kapasitif
T_S	= torsi source
T_{RFC}	= torsi yang dipengaruhi efek resistif kopling fleksibel
R_{FC}	= efek resistif kopling fleksibel
ω_{RFC}	= angular velocity yang dipengaruhi efek resistif kopling fleksibel
T	= torsi
T_i	= torsi input
V_f	= volume fluida
TF	= transformer
Q	= fluid flowrate
Q_l	= fluid flowrate pada hydraulic lines
P	= daya
P	= tekanan
P_{RHL}	= tekanan yang dipengaruhi efek resistif hydraulic lines
R_{HL}	= efek resistif hydraulic lines
Q_R	= fluid flowrate yang dipengaruhi efek resistif hydraulic lines
Q_i	= fluid flowrate input
F_i	= gaya input
F_{RSW}	= gaya yang dipengaruhi efek resistif air laut
R_{SW}	= efek resistif air laut
X_m	= bow thruster velocity
I_L	= efek inertive load
θ	= displacement rotational
$\dot{\theta}$	= ω = angular velocity
ϵ	= GGL = gaya gerak listrik
i	= kuat arus
V	= voltage

DAFTAR ISI

Lembar Pengesahan	i
Kata Pengantar	ii
Daftar Isi	iii
Daftar simbol	iv

BAB I. PENDAHULUAN.

<i>1.1. LATAR BELAKANG</i>	1
1.1.1. Perkembangan hydraulic bow thruster	1
1.1.2. Keperluan aplikasi hydraulic bow thruster	6
1.1.3. Simulasi komputer dan perkembangannya	7
<i>1.2. TUJUAN PENULISAN</i>	9
<i>1.3. METODE PENULISAN</i>	9
<i>1.4. BATASAN MASALAH</i>	11

BAB II. TINJAUAN PUSTAKA.

<i>2.1. TEKNIK PEMODELAN (MODELLING SYSTEMS)</i>	12
2.1.1. Umum	12
2.1.2. Sistem simulasi	18
2.1.3. Metode pemodelan	19
<i>2.2. SISTEM HIDROLIK DAN POWER FLUIDA</i>	22
2.2.1. Tekanan dan penguatan gaya	22
2.2.2. Servo - valves	24
2.2.3. Electrohydraulic servo - valves	26
<i>2.3. POWER BOND GRAPH</i>	29
2.3.1. Sistem transmisi daya	29
2.3.2. Beberapa elemen dasar dari grafik power bond	32
2.3.3. Causality	37

BAB III. PEMODELAN HYDRAULIC BOW THRUSTER.

3.1. <i>DIAGRAM MODEL</i>	41
3.2. <i>LANGKAH PEMODELAN DENGAN POWER BONDGRAPH</i>	43
3.3. <i>PERSAMAAN MATEMATIS MODEL</i>	45

BAB IV. ANALISA PERFORMANSI SISTEM BOW THRUSTER.

4.1. <i>PERHITUNGAN DATA PENDUKUNG</i>	48
4.2. <i>ANALISA PERFORMANSI SISTEM</i>	52
4.2.1. Performansi sistem dengan masukan nEM dan keluaran nEM proses sebagai kontrol sistem	52
4.2.2. Performansi sistem dengan masukan FEM dan sebagai pembanding adalah FL	64
4.2.3. Performansi sistem dengan masukan PEM dengan keluaran RPM bow thruster dan efek resistif air laut ...	76

BAB V. KESIMPULAN.

5.1. <i>EVALUASI SISTEM</i>	81
5.2. <i>KESIMPULAN</i>	82

Referensi

Lampiran

I

PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG.

1.1.1. *Perkembangan hydraulic bow thruster.*

Baling-baling sebagai penggerak kapal (*screw propelled ship*) mulai dipergunakan saat dilakukan uji manuver pertama kali sekitar tahun 1844 di Stockton Collier¹. Pada saat itu dipergunakan baling-baling sebagai penghasil daya dorong (*thrust*) yang ditempatkan dengan arah melintang kapal seperti tampak pada Gambar 1-1. Pemasangan dilakukan pada kapal *St. Lawrence* (dipersenjatai dengan 46 pucuk meriam) dengan tenaga penggerak baling-baling dilakukan oleh sepuluh orang ABK, setara dengan 1,5 HP mampu melakukan manuver sebesar 32 derajat dari kedudukan awalnya dalam waktu 25 menit melawan hambatan ombak sebesar 3 mil/jam.

Aplikasi modern pertama dari screw propeller untuk manuver kapal yang ditempatkan pada bagian haluan kapal, dapat menghasilkan kemampuan manuver yang baik walaupun saat kecepatan kapal rendah atau mendekati nol (tidak bergerak) dimana peran kemudi tidak lagi dapat berpengaruh dalam kemampuan manuver. Propeller untuk kemampuan manuver tersebut kemudian dikenal dengan sebutan *bow thruster*. Dalam beberapa dekade terakhir, seiring dengan meningkatnya kebutuhan melakukan manuver pada kapal, dicoba melakukan pemasangan thruster untuk manuver dibagian buritan dan dikenal dengan nama *stern thruster*. Tabel 1-1 menunjukkan latar belakang pendukung terjadinya perkembangan thruster dan Tabel 1-2 menunjukkan beberapa variasi dari hasil perkembangan desain thruster.²

¹ Foulerton, Robert, "A Letter to the Lords of the Admiralty on the Ship Manoeuvrer", Thomas Dean and Co., London, 1846.

² Norrby, R.A., Ridley, D.E., "Notes on Thrusters for Ship Maneuvering and Dynamic Positioning", SNAME Transactions, vol. 88, 1980, pp. 377-402.

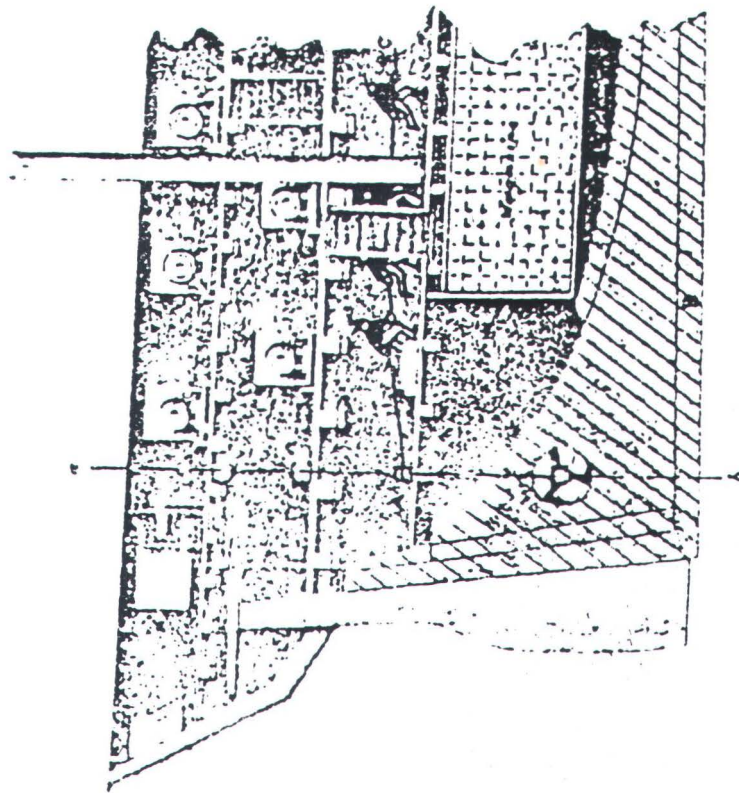


Fig. 1. Is the longitudinal section of a Ship. A. To the same placed at right angles to the hull B. it is put on motion by the manœuvring forward on the Deck, with the rope C. The dotted lines show the arrangement for manœuvring in a similar manner in the Run and Upper deck in conjunction or on each deck separately.

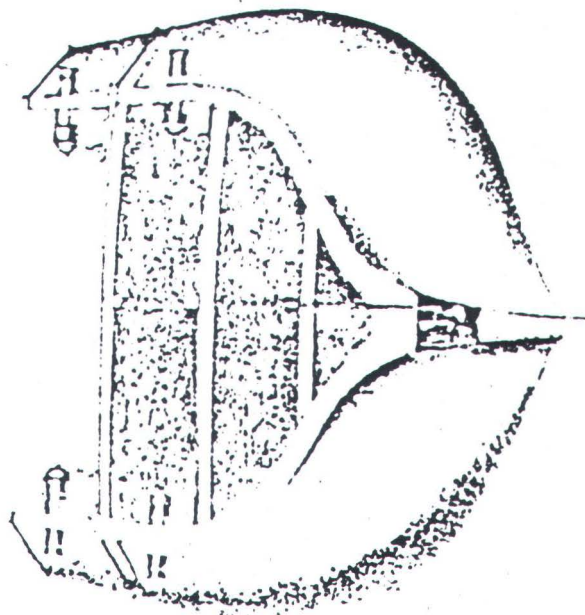


Fig. 2. Is a transverse section taken at the line a, b. (as marked on Fig. 1.)

∴ It will be seen by Fig. 2. that no part of the Manœuvring projects beyond the outside plating or line of the Vessel.

Gambar 1-1. Ilustrasi dari *The Manœuvring* yang terkandung dalam Foulerton's Letter to the Lords of the Admiralty.¹

<i>Tahun</i>	<i>Kejadian</i>
1836	Smith dan Ericsson secara terpisah mengembangkan temuan pertama dari <i>screw propeller</i> .
1844	Foulerton berhasil membuat instalasi pertama dari <i>thruster system</i> di " <i>Stockton Collier</i> ".
1863	Harris menerima hak cipta pertama atas sistem propeller dalam terowongan / <i>propellers in tunnels</i> (US Patent 39,394).
1874	William Gleason mengembangkan mesin pembuat <i>bevel gear</i> praktis pertama kali.
1880	Edison mengawali pembuatan generator arus searah (DC generator).
akhir 1880-an	Tesla dan Ferraris secara terpisah mengembangkan sistem arus bolak-balik (AC systems).
1895	Diesel pertama kali mengembangkan motor dengan sistem pembakaran secara kompresi.
1901-2	Striebeck mempublikasikan teori dasar tentang <i>rolling contact bearings</i> .
1905	<i>Marine hydraulic system</i> pertama kali diinstalasikan pada pengaturan meriam tembak di kapal.

1913	Gleason mengembangkan proses, peralatan (tools) dan permesinan untuk pembuatan <i>spiral bevel gears</i> .
1933	Escher Wyss pertama kali memproduksi <i>controllable pitch propeller</i> yang dioperasikan secara hidrolis.
1935	Produksi pertama pelapis daun propeller (<i>lip seals</i>) dari material sintesis.
akhir 1950-an	Awal mula pengembangan teknologi dan aplikasi thruster.

Tabel 1-1. Latar belakang perkembangan.

<p>Arah daya dorong melintang kapal (<i>athwartship thrust direction</i>)</p> <p>Athwartships bow steering propeller Bow jets Bow propeller Bow steering propeller Bow thruster Lateral thrust unit Lateral thruster Lateral thrusting bow propeller Manoeuvrer High angle steering propeller Ship steering propeller Side thruster Steering propeller Stern thruster Transverse bow thruster Tunnel thruster</p>
<p>Arah daya dorong horizontal segala arah (<i>arbitrary horizontal thrust direction</i>)</p> <p>Azimuth thruster Maneuvering propeller Multi-directional thruster Rotatable thruster Steerable thruster Swinging propeller Swivel thruster</p>

Tabel 1-2. Variasi desain thruster.

Pembagian kelompok tipe thruster pada Tabel 1-2 diatas dilakukan dengan pertimbangan logis dari arah gaya yang diberikan dan kemudahan dalam penggunaan/ pengoperasiannya, sehingga dapat dilakukan penyederhanaan pengelompokan bahwa *lateral thruster (L-thruster)* dipakai untuk mewakili nama unit/ kelompok dimana arah thrust dominannya melintang kapal dan *rotatable thruster (Ro-thruster)* dipakai untuk

mewakili kelompok yang menghasilkan thrust ke segala arah secara horizontal (*arbitrary horizontal thrust direction*).

L-thruster.

Generasi pertama dari L-thruster dikembangkan pada tahun 1950-an^{3, 4}. Salah satu dari beberapa tipe pertamanya adalah *Voith Schneider cycloidal propeller* yang ditempatkan didalam terowongan yang melintang kapal. Saat ditemukannya motor penggerak thruster oleh Pleuger dari jenis *submersible-variable-speed motor*, aplikasinya dilakukan oleh pihak Jastram Co. dengan memakai *fixed-pitch contrarotating propeller* dan memakai gigi penggerak/ gear jenis bevel untuk pengaturannya.

Desain pertama dari *controllable-pitch* L-thruster dikembangkan oleh KaMeWa⁵. Instalasinya adalah *controllable-pitch propeller* yang ditempatkan pada terowongan/ tunnel silindris dengan arah melintang kapal. Propellernya ditopang oleh tiga batang pendukung pada tiap sisi dan digerakkan oleh *right-angle gear* pada kecepatan shaft konstan.

Dari generasi pertama L-thruster tersebut, desain *controllable-pitch thruster* di dalam tunnel menjadi makin disenangi terutama dalam hubungannya dengan masalah daya dorong yang cukup besar yang dapat dihasilkan.

Ro-thruster.

Di akhir tahun 1940-an, Schottel mendesain Ro-thruster⁶ dan di awal tahun 1950-an, *swinging propeller* buatan Pleuger pertama kali diinstalasikan pada kapal. Sejumlah Ro-thruster telah diinstalasikan terutama pada kapal perang, semisal dari jenis

³ Jastram, H., "*Bugstrahlruder*", Trans. STG, 1958.

⁴ Wilson, W. E., "*Bow Thrusters - Design, Application*", SNAME, Canadian Maritime Section, Dec. 1961.

⁵ Pehrsson, Lennart and Mende, Robert G., "*Design, Model Testing and Application of Controllable Pitch Bow Thrusters*", SNAME, N.Y. Metropolitan Section, Sept. 1960.

⁶ Pike, Dag, "*Schottel in a Changing World*", Lloyd's List, Nov. 1979.

frigate, dimana pemasangan dengan sistem tarik-dorong (retracted) pada bagian bawah badan kapal dan dipergunakan baik secara kondisi normal ataupun sebagai piranti pendorong darurat. Umumnya Ro-thruster menggunakan corong/ nozzle sebagai pengarah aliran yang dihasilkan. Dibandingkan dengan sistem konvensional memakai baling-baling dan kemudi serta L-thruster, sistem Ro-thruster ini lebih lincah dan mudah secara prinsip. Tenaga dorong yang dihasilkan akan jauh lebih besar karena vektor total gaya dapat dipakai sepenuhnya tanpa ada komponen gaya yang hilang seperti pada propeller konvensional yang memakai kemudi.

1.1.2. Keperluan aplikasi hydraulic bow thruster.

Sejumlah besar dari kapal dari berbagai jenis yang ada telah dilengkapi dengan thruster. L-thruster adalah yang paling umum dipakai pada hampir semua jenis dari kapal dagang (displacement merchant vessel), salah satu yang terbesar semisal kapal tanker 265.000 dwt yang dilengkapi dengan unit thruster 1620 kW (2200 hp) di haluan dan unit thruster 1100 kW (1500 hp) di buritan. Tabel 1-3 dibawah menunjukkan pemakaian L-thruster untuk periode tahun 1960 sampai 1979.

1960-1964	1965-1969
FERRY <input type="text"/> 325 •	FERRY <input type="text"/> 463 •
BULK <input type="text"/> 441 •	BULK <input type="text"/> 548 •
TANKER <input type="text"/> 448 •	TANKER <input type="text"/> 629 •
CARGO <input type="text"/> 597 •	CARGO <input type="text"/> 473 •
	CONTAINER <input type="text"/> 670 •
	SUPPLY <input type="text"/> 149 •
375 ••	497 ••
1970-1974	1975-1979
FERRY <input type="text"/> 542 •	RO - RO <input type="text"/> 833 •
CONTAINER <input type="text"/> 718 •	SUPPLY <input type="text"/> 238 •
SUPPLY <input type="text"/> 221 •	FERRY <input type="text"/> 613 •
TANKER <input type="text"/> 554 •	TANKER <input type="text"/> 877 •
BULK <input type="text"/> 555 •	CARGO <input type="text"/> 538 •
RO - RO <input type="text"/> 537 •	BULK <input type="text"/> 704 •
CARGO <input type="text"/> 598 •	CONTAINER <input type="text"/> 724 •
534 ••	631 ••

Tabel 1-3. Jumlah relatif instalasi L-thruster pada beberapa tipe kapal untuk periode 1960-1979, dibagi setiap periode 5 tahunan. Tanda (•) untuk daya rata-rata berdasar setiap tipe kapal dan tanda (••) untuk daya rata-rata pada setiap periode.

1.1.3. Simulasi komputer dan perkembangannya.

Penggunaan komputer untuk menunjang langkah evaluasi unjuk kerja (performance) dari suatu sistem fisik telah menjadi suatu sarana pendukung yang cukup berarti selama dekade terakhir.

Pengenalan terhadap suatu model dapat dibagi/ dipisahkan menjadi 3 bagian yaitu : simulasi model, analisa model dan bentuk empiris model. Penggunaan model umumnya ditujukan pada langkah prediksi dan tujuan akhir dalam fungsinya untuk memberikan keterangan sehingga dapat lebih dimengerti bagaimanakah suatu sistem

tersebut dapat bekerja. Bentuk dari model empiris yang umum dipakai dalam evaluasi performansi adalah analisa regresi multi-linier.

Sistem merupakan suatu kumpulan komponen-komponen yang saling berhubungan untuk mendapatkan suatu hasil tertentu. Penganalisaan suatu sistem dapat dibagi menjadi beberapa tahapan yaitu :

- *Data masukan yang tersusun secara berurutan (retrieval).*

Disini dimaksudkan bahwa data tersebut dipakai sebagai input/ nilai masukan yang nantinya akan digunakan dalam menjalankan program simulasi sistem.

- *Penurunan persamaan sistem.*

Dipakai persamaan matematis untuk mewakili bentuk sistem yang ditinjau/ dianalisa.

- *Analisa linier.*

Menggunakan metode linearisasi untuk pendekatan dan pemahaman masalah dan juga digunakan analisa regresi.

- *Simulasi komputer.*

Langkah lanjut dalam memodel suatu sistem dan memperkirakan unjuk kerja sistem.

- *Evaluasi sistem.*

Setelah simulasi selesai dijalankan dan perkiraan keluaran selesai diperhitungkan, akan dapat diketahui sejauh mana unjuk kerja/ performansi sistem.

Dalam melakukan analisa sistem mulai dari pemodelan sampai analisa performansi sistem, dipakai perangkat lunak (software) *Tutsim™* dengan tujuan untuk memudahkan urutan pemodelan dan pencapaian hasil yang diinginkan seperti disimbolkan dibawah ini :



1.2. TUJUAN PENULISAN.

Tujuan yang diharapkan dari hasil penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

- Membuat pemodelan dinamis dari hydraulic bow thruster yang ada.
- membuat model program simulasi untuk sistem hydraulic bow thruster.
- Menganalisa sifat-sifat dinamis sistem dengan pemakaian contoh kasus.

1.3. METODE PENULISAN.

Metode penulisan yang dipakai dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

- *Studi literatur.*

Mencari referensi-referensi sebagai acuan dalam penulisan Tugas Akhir ini dan juga buku-buku penunjang yang berhubungan dalam pemodelan sistem yang ada seperti teknik bond graph, teknik pemodelan, panduan / manual Tutsim™, teknik kontrol otomatis dan lain-lain sebagaimana tersebut dalam daftar pustaka.

- *Pengumpulan dan pengolahan data.*

Data masukan tersebut dipergunakan sebagai bahan uji suatu kasus tertentu (case study) yang berhubungan dengan analisa performansi bow thruster. Disini hanya dipakai metode studi kasus dengan pengambilan data spesifikasi bow thruster dan dilakukan analisa performansi sesuai bentuk pemodelan yang dibuat. Titik berat dari Tugas Akhir ini adalah pada pembuatan sarana/ *tools* untuk analisa pemodelan sistem.

- *Pemodelan sistem.*

Pemodelan sistem dilakukan dengan urutan pengerjaan sebagai berikut :

- Mendefinisikan sistem dan komponen-komponennya.

disini dilakukan analisa awal untuk melakukan suatu pemodelan, misalnya dari sistem riil, untuk dapat disederhanakan menjadi model

matematis atau model fisik sehingga dapat dilakukan analisa dan dibuat persamaan matematis yang dapat mewakili bentuk sistem tersebut sehingga dapat dinyatakan elemen-elemen pendukung sistem.

- Pengambilan asumsi sesuai keperluan.

Asumsi yang dipakai bertujuan untuk memudahkan analisa sistem sehingga perhitungan performansi dapat dilakukan.

- Memilih input/ data masukan yang berarti/ *significant*.

Hal ini dimaksudkan agar hasil perhitungan dapat sesuai dengan yang diinginkan yaitu dalam penganalisaan performansi akan menghasilkan nilai yang cukup akurat.

- Memodel elemen-elemen sistem.

Pemodelan elemen pendukung sistem dipergunakan untuk memudahkan pengerjaan pemodelan. Dengan dibaginya suatu sistem kompleks menjadi beberapa sub sistem yang saling terkait maka dalam urutan penganalisaan akan lebih mudah.

- Penyelesaian (solve) untuk suatu input yang sesuai.

Dengan bantuan hasil program komputer, input yang dimasukkan dapat diolah dan hasil keluaran / output merupakan hasil analisa.

- Melakukan pemeriksaan terhadap pengaruh buruk dari pengambilan asumsi.

Dengan adanya sistem umpan balik/ *feed back control* maka diharapkan hasil analisa yang kurang akurat dapat dihindari.

- Menginterpretasikan respon sistem.

Dari hasil perhitungan dan setelah dilakukan analisa lebih lanjut maka akan dapat diketahui hasil respon sistem yang dianalisa.

- Pemrograman komputer.

Pemrograman komputer dilakukan untuk menghasilkan sarana / tools sebagai media simulasi performansi bow thruster berdasarkan data masukan diatas.

- *Analisa hasil dan kesimpulan.*

Hasil keluaran perhitungan data masukan dipakai sebagai awal analisa respon sistem dan diambil kesimpulan sesuai hasil tersebut.

1.4. BATASAN MASALAH.

Masalah yang dibahas dalam penulisan Tugas Akhir ini dibatasi dalam beberapa hal antara lain :

- Dalam pembuatan bond graph untuk analisa perlakuan dinamis dari hydraulic bow thruster, data masukan diambil dari contoh bangunan baru *PT Kodja No. 1005 - 1006 project A/B Gotland.*
- Spesifikasi bow thruster dari *KaMeWa Tunnel Thruster tipe TT 2200 G/AS-CP.*
- Motor listrik yang dipakai sebagai penggerak sistem hydraulic bow thruster adalah *ABB splash proof induction motor tipe PNCC 450.*
- Kopling buatan *SKF seri H tipe HCCV* fleksibel kaku dan mempunyai nilai redaman (*damping value*) aktif untuk mengatasi *angular misalignment* dan *parallel and axial displacement.*
- Efek-efek inersia dari fluida kerja pada sistem hidrolik diabaikan.
Dari spesifikasi KaMeWa untuk hydraulic oil yang dianjurkan, disebutkan bahwa tekanan balik dari fluida kerja adalah sangat kecil sehingga dapat diabaikan.
- Perporosan pada sistem tunnel thruster dan *mantling* antara thruster unit dengan motor penggerak adalah kaku sehingga efek torsional yang terjadi dapat diabaikan.
- Masalah susunan rinci atau detail piranti penyusun sistem tidak dibahas dalam tulisan ini.
- Masalah teknologi, proses pembuatan dan pemasangan tidak dibahas dalam tulisan ini.

II

TINJAUAN PUSTAKA

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. TEKNIK PEMODELAN (MODELLING SYSTEMS).

2.1.1. Umum.

Beberapa sistem dinamik, seperti mekanik, listrik, termal, hidrolik, ekonomi, biologi dan sebagainya dapat dikarakterisasikan dengan persamaan diferensial. Respons suatu sistem dinamik terhadap suatu masukan (atau fungsi penggerak) dapat diperoleh dengan menyelesaikan persamaan diferensial tersebut. Persamaan tersebut dapat diperoleh dengan menggunakan beberapa hukum fisika yang berlaku pada sistem yang ditinjau, misalnya Hukum Newton untuk sistem mekanik, Hukum Kirchhoff untuk sistem listrik dan sebagainya.

Berikut ini adalah definisi-definisi dari beberapa istilah yang terdapat pada sistem kontrol⁷ :

Sistem (system). Sistem adalah kombinasi dari beberapa komponen yang bekerja bersama-sama dan melakukan suatu sasaran tertentu. Sistem tidak dibatasi hanya untuk sistem fisik saja. Konsep sistem dapat digunakan pada gejala yang abstrak dan dinamis seperti yang dijumpai dalam ekonomi.

Plant. Plant adalah seperangkat peralatan, mungkin hanya terdiri dari beberapa bagian mesin yang bekerja bersama-sama, yang digunakan untuk melakukan suatu operasi tertentu. Contoh obyek fisik yang dikontrol, seperti tungku pemanas, reaktor kimia dan pesawat ruang angkasa disebut *plant*.

Proses (process). Kamus Merriam-Webster mendefinisikan proses sebagai operasi atau perkembangan alamiah yang berlangsung secara kontinyu yang ditandai oleh suatu deretan perubahan kecil yang berurutan dengan cara yang relatif tetap dan menuju ke suatu hasil atau keadaan akhir tertentu; atau suatu operasi yang sengaja

⁷ Ogata, Katsuhiko, "Modern Control Engineering", Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J. (1970), p. 2-4.

dibuat, berlangsung secara kontinyu, yang terdiri dari beberapa aksi atau perubahan yang dikontrol, yang diarahkan secara sistematis menuju ke suatu hasil atau keadaan akhir tertentu, semisal proses kimia, ekonomi, biologi dan sebagainya.

Gangguan (disturbance). Gangguan adalah suatu sinyal yang cenderung mempunyai pengaruh yang merugikan pada harga keluaran sistem. Jika suatu gangguan dibangkitkan dalam sistem, disebut *internal*; sedangkan gangguan *eksternal* dibangkitkan di luar sistem dan merupakan suatu masukan/ input.

Kontrol berumpan-balik (feedback control). Kontrol berumpan-balik adalah suatu operasi yang dengan adanya beberapa gangguan, cenderung memperkecil selisih antara keluaran sistem dan masukan acuan (atau suatu keadaan yang diinginkan, yang secara sembarang diubah) dan bekerja berdasarkan selisih tersebut. Di sini, hanya terhadap gangguan yang tidak dapat diramal (yaitu yang tidak diketahui sebelumnya) yang dimaksudkan untuk pengontrolan sistem, karena untuk gangguan yang dapat diramal selalu mungkin dibuat kompensator di dalam sistem sehingga tidak memerlukan pengukuran.

Sistem kontrol berumpan-balik (feedback control system). Sistem kontrol berumpan-balik adalah sistem kontrol yang cenderung menjaga hubungan yang telah ditentukan antara keluaran dan masukan acuan dengan membandingkannya dan menggunakan selisihnya sebagai alat pengontrolan.

Sistem kontrol berumpan-balik tidak terbatas hanya pada bidang teknik tetapi dapat dijumpai pada bidang non-teknik seperti ekonomi dan biologi. Sebagai contoh, organisme manusia, pada satu segi, mirip dengan "plant" kimia yang kompleks dengan bermacam-macam unit operasi. Pengontrolan proses dari jaringan transportasi dan reaksi kimia ini memerlukan beberapa loop pengontrolan. Sesungguhnya, organisme manusia adalah sebuah sistem kontrol berumpan-balik yang sangat kompleks.

Servomekanisme (servomechanism). Servomekanisme adalah sistem kontrol berumpan-balik dengan keluaran berupa posisi, kecepatan atau percepatan mekanik. Oleh karena itu, istilah *servomekanisme* dan *sistem pengontrolan posisi* (atau *kecepatan* atau *percepatan*) adalah sinonim. Servomekanisme banyak digunakan dalam industri modern. Sebagai contoh, operasi mesin perkakas yang seluruhnya otomatis,

bersama-sama dengan instruksi yang telah diprogram terlebih dulu, dapat dibuat dengan menggunakan servomekanisme.

Sistem regulator otomatis (automatic regulating system). Sistem regulator otomatis adalah sistem kontrol berumpan-balik dengan masukan acuan atau keluaran yang diinginkan konstan atau berubah terhadap waktu dengan lambat dan tugas utamanya adalah menjaga keluaran yang sebenarnya pada harga yang diinginkan, dengan adanya gangguan.

Sistem pemanas ruangan dengan termostat sebagai kontrolernya adalah sebuah contoh sistem regulator otomatis. Pada sistem ini, penyetelan termostat (temperatur yang diinginkan) dibandingkan dengan temperatur ruang yang sebenarnya. Perubahan temperatur diluar ruangan adalah gangguan pada sistem ini. Sasarannya adalah menjaga temperatur ruang yang diinginkan meskipun merubah temperatur diluar ruangan. Ada beberapa contoh lain dari sistem regulator otomatis, beberapa di antaranya adalah pengontrolan otomatis dari tekanan dan besaran listrik seperti tegangan, arus dan frekuensi.

Sistem pengontrolan proses (process control system). Sistem regulator otomatis dengan keluaran berupa besaran seperti temperatur, tekanan, aliran, tinggi muka cairan atau pH disebut *sistem pengontrolan proses*. Pengontrolan proses secara luas digunakan di industri. Pengontrolan dengan program seperti pengontrolan temperatur tungku pemanas di mana temperatur tungku dikontrol sesuai dengan instruksi yang telah diprogram terlebih dahulu seringkali digunakan pada sistem seperti itu. Sebagai contoh, program yang dapat di-set terlebih dahulu dapat berupa instruksi untuk menaikkan temperatur tungku sampai harga tertentu dengan selang waktu tertentu. Kontroler (pengontrol) kemudian berfungsi untuk menjaga temperatur tungku agar mendekati titik set yang berubah. Harus diperhatikan bahwa sebagian besar sistem pengontrolan proses meliputi servomekanisme sebagai bagian yang terpadu.

Pada bidang rekayasa (*engineering*), untuk mendapatkan suatu gambaran mengenai unjuk kerja (*performance*) secara umum dari sistem yang dianalisa, dapat dilakukan analisa dari kemungkinan-kemungkinan respons yang terjadi bila pada sistem

tersebut diberikan beberapa variasi masukan/ input. Hal ini dapat dilaksanakan dengan menjadikan sistem aktual yang dianalisa tersebut ke dalam bentuk pemodelan sistem dengan pertimbangan bahwa pemodelan tersebut akan dapat memberikan hasil positif ditinjau dari aspek ekonomis dalam tahap pra-perancangan atau dalam pengevaluasian hasil perancangan. Kendala yang dihadapi adalah seberapa jauh pemodelan suatu sistem tersebut akan dapat mewakili sistem fisik/ aktual maupun karakteristik yang ada.

Dua macam model yang sering dipergunakan dalam penyelesaian problematika di bidang rekayasa, antara lain adalah : (a). model fisik dan (b). model non-fisik.

Model fisik adalah model dari suatu sistem yang dibuat secara utuh tetapi dengan pemakaian skala dimensi yang ditentukan (disebut dengan scale model). Unjuk kerja/ performance sistem diperoleh melalui percobaan langsung dengan pengkondisian lingkungan (*circumstances*) yang juga dimodelkan secara fisik.

Model non-fisik meliputi model matematik, model numerik, model komputer simulasi, dsb. adalah suatu model dimana karakteristik sistem aktual yang diwakili diturunkan secara persamaan matematis atau formulasi empiris.

Deskripsi matematik dari karakteristik dinamik suatu sistem disebut *model matematik*. Langkah pertama dalam analisis suatu sistem dinamik adalah menurunkan modelnya. Penurunan model matematik yang masuk akal adalah bagian terpenting dari keseluruhan analisis.

Dalam mencari suatu model, kita harus mengkompromikan antara penyederhanaan model dan ketelitian hasil analisis. Analisis suatu sistem secara umum dapat dilakukan dengan beberapa metode⁸, antara lain :

Data retrieval. Analisis ini didasarkan pada data-data primer yang menunjukkan unjuk kerja(*performance*) atau perlakuan dinamis (*dynamics behaviour*) dari sistem yang dimaksud.

⁸ Surjo Widodo Adji, Diktat Kuliah, "*Pemodelan Dinamis dan Simulasi : Marine Applications*", Teknik Sistem Perkapalan, FTK - ITS, 1995.

Derivasi persamaan sistem. Analisis ini berdasarkan persamaan gerak (*equation of motion*) yang diderivasikan untuk mendapatkan perlakuan dinamis (*dynamic behaviour*) dari sistem aktual. Persamaan matematis yang didapat merupakan persamaan diferensial dengan orde tertentu, semisal : analisis sistem pegas - massa, akan didapat bentuk turunan persamaan diferensial dengan orde satu.

Analisa linear. Metode analisis ini umumnya mengasumsikan sistem tersebut bekerja secara linear untuk lebih memudahkan penganalisaan sistem. Dalam linearisasi suatu sistem perlu pertimbangan khusus pada interval yang bagaimana suatu sistem dapat diasumsikan bekerja secara linear.

Simulasi komputer. Metode ini secara umum lebih menguntungkan karena analisis sistem dapat didasarkan pada beberapa masukan/ input yang dicoba ke dalam program simulasi komputer. Kendala yang ada adalah pembuatan model simulasi komputer yang relevan dengan sistem aktual yang dimaksud.

Evaluasi sistem. Pengevaluasian sistem secara khusus diperlukan untuk mengetahui masalah respons transien yang terjadi dari sistem tersebut bila ada variabel luar yang masuk sebagai input/ masukan. Tiga kategori utama yang dipertimbangkan sebagai input adalah : *step*, *ramp* dan *parabolic input*.⁹

Step input adalah suatu input dengan *gain* sebesar R yang bekerja secara tiba-tiba (limit $t \rightarrow 0$) pada sistem. Semisal, jika input yang ada adalah angular position dari poros mekanis, *step input* mempresentasikan rotasi saat itu dari poros tersebut. Persamaan matematis untuk fungsi *step* adalah :

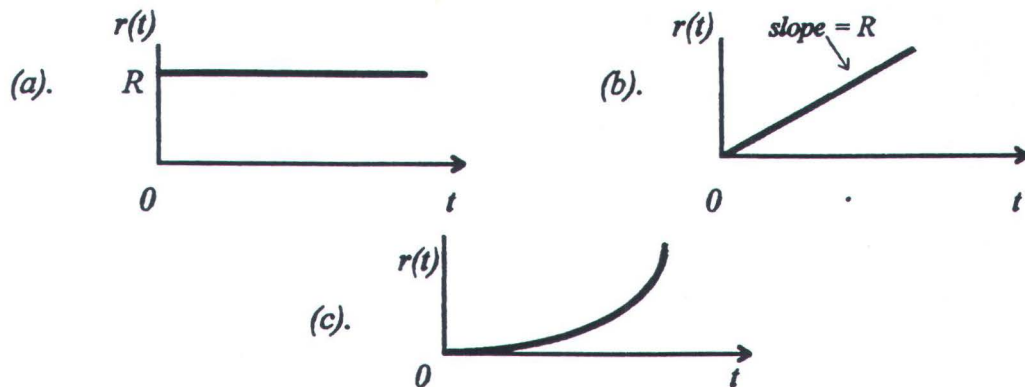
$$r(t) = \begin{cases} R & t > 0 \\ 0 & t < 0 \end{cases}$$

dimana R adalah konstanta. Atau :

$$r(t) = R u_s(t)$$

dimana $u_s(t)$ adalah unit fungsi *step*. Fungsi *step* tidak didefinisikan pada $t = 0$. Fungsi *step* adalah suatu fungsi waktu seperti ditunjukkan pada Gambar 2-1 . (a).

⁹ Kuo, Benjamin C., "Automatic Control Systems", 5th ed., 1987, Prentice Hall Inc. p. 298-299.



Gambar 2-1. Sinyal tes berbasis time-domain untuk sistem kontrol. (a) input fungsi step, $r(t) = R u_s(t)$. (b) input fungsi ramp, $r(t) = R t u_s(t)$. (c) input fungsi parabolic, $r(t) = R t^2 u_s(t)$.

Ramp input adalah suatu input yang mempunyai gain proporsional dengan *time rate* dalam suatu interval waktu tertentu yang bekerja pada sistem. Jadi sinyal yang ada mempunyai perubahan yang konstan sesuai dengan berubahnya waktu. Secara matematis dipresentasikan sebagai berikut :

$$r(t) = \begin{cases} R t & t \geq 0 \\ 0 & t < 0 \end{cases}$$

disederhanakan menjadi,

$$r(t) = R t u_s(t)$$

fungsi ramp ditunjukkan pada Gambar 2-1. (b). Jika variabel input merupakan bentuk disiplemen angular dari poros, input ramp mempresentasikan rotasi kecepatan-konstan dari poros.

Parabolic input, seperti ditunjukkan pada Gambar 2-1. (c). Persamaan matematis untuk input ini adalah :

$$r(t) = \begin{cases} R t^2 & t \geq 0 \\ 0 & t < 0 \end{cases}$$

atau disederhanakan :

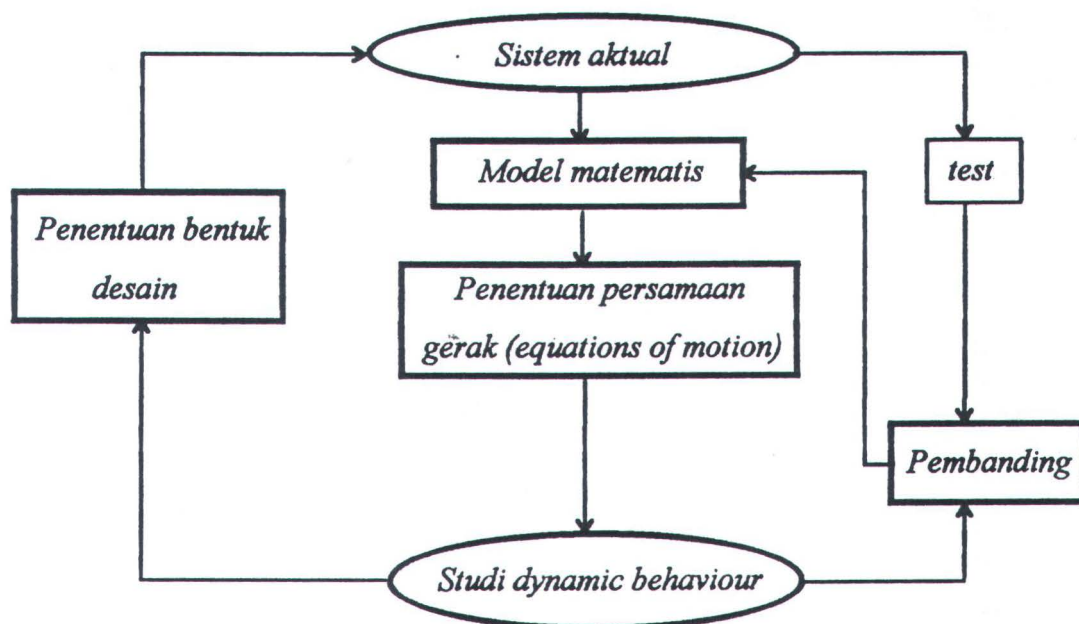
$$r(t) = R t^2 u_s(t)$$

Untuk bentuk input yang memiliki variasi gain dan time interval, disebut dengan *sinusoidal input*.

2.1.2. Sistem Simulasi.

Pembuatan model untuk sistem aktual yang akan dianalisa adalah dengan melakukan penyederhanaan sistem aktual ke dalam bentuk model fisik atau bentuk model matematis. Dimana pemodelan ini tidak terlepas dari aturan teknis dasar (*engineering judgement*) sehingga dengan bentuk dan formulasi yang sederhana tersebut tetap mampu memberikan kesamaan kondisi dengan sistem aktual yang dimodel.

Setelah pemodelan didapat, dilakukan penurunan persamaan gerak yang relevan dengan kondisi aktual sistem, disini aplikasi hukum fisika dipergunakan untuk memperoleh persamaan diferensial sistem. Langkah berikutnya adalah melakukan studi mengenai dynamic behaviour sistem dengan menyelesaikan persamaan diferensialnya sehingga akan didapat karakteristik dan respons dinamis dari sistem tersebut. Secara skematis dapat ditunjukkan pada Gambar 2-2. dibawah ini.



Gambar 2-2. Diagram alir simulasi sistem

Urutan pemodelan adalah sebagai berikut :

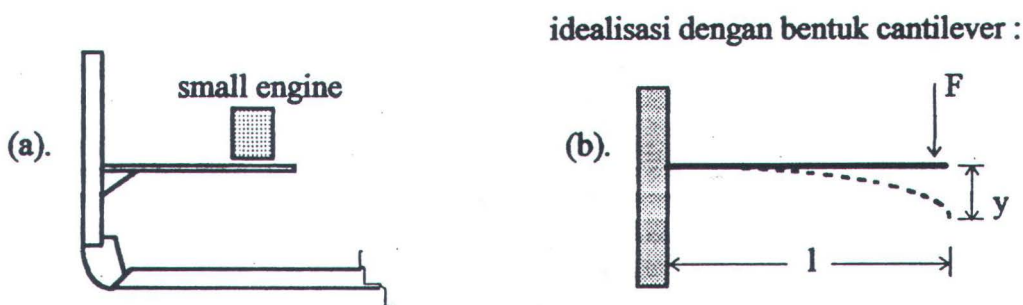
1. Mendefinisikan sistem dan komponen lainnya.
2. Membuat daftar seluruh asumsi yang akan digunakan.
3. Memilih input dan output yang berarti (*significant*).
4. Memodel elemen-elemen sistem.
5. Memodel sistem.
6. Menyelesaikan input-input yang masuk ke dalam model.
7. Memeriksa pengaruh dari asumsi-asumsi yang dibuat.
8. Menginterpretasikan respons sistem.
9. Merekomendasikan tentang persyaratan yang harus dilakukan dalam re-design.

2.1.3. Metode Pemodelan.

Beberapa metode yang digunakan dalam membuat model sistem antara lain :

a. Metode Parameter Ekuivalen.

Metode tersebut untuk menjadikan sistem aktual ke bentuk yang lebih sederhana dengan pencarian massa, konstanta pegas dan fungsi yang ekuivalen. Sebagai contoh adalah suatu mesin yang ditempatkan pada dinding kapal, semisal pompa-pompa, hydrophore, dsb. yang disederhanakan menjadi *cantilever* seperti tampak pada Gambar 2-3. dibawah ini :



Gambar 2-3. Contoh idealisasi sistem aktual.

Persamaan umum defleksi pada cantilever¹⁰ adalah :

$$y = \frac{F l^3}{3 E I} = \frac{F}{K}$$

dimana : F = gaya terkonsentrasi
 EI = ketegaran lentur
 (flexural rigidity)
 K = kekakuan/ stiffness
 balok.

Jadi kekakuan balok :

$$K = \frac{F}{F l^3 / 3 E I} = \frac{3 E I}{l^3}$$

b. Metode untuk menemukan nilai kekakuan pegas (spring rate) secara eksperimental.

Metode tersebut dilakukan karena begitu kompleksnya kombinasi elemen-elemen dalam praktek yang terdapat pada suatu sistem.

c. *Distributed mass & inertia - Lumped Parameter.*

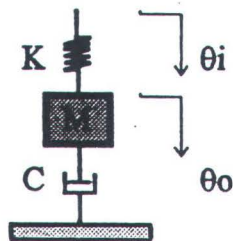
Sistem *Lumped Parameter* merupakan sistem dinamis yang telah diidealisasikan dan diubah ke dalam sistem yang terdiri dari massa rigid dan inersia yang dihubungkan dengan pegas dan damper.

Dalam memodel matematis dari sistem aktual tersebut, sistem dibagi-bagi menjadi beberapa *lumped masses* dan pegas sejumlah yang dikehendaki (menjadi bentuk persamaan diferensial).

¹⁰ Thomson, William T., (Dra. Lea Prasetyo Msc.) , "Teori Getaran dengan Penerapan", ed. 2, pen. Erlangga, 1986, hal. 19.

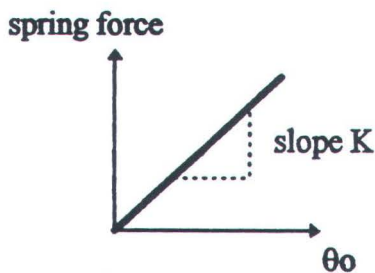
d. Persamaan diferensial untuk sistem fisik.

Dalam model matematis, penggunaan persamaan diferensial dilakukan untuk presentasi sistem massa-pegas-damper dan dalam penyelesaiannya berpatokan pada Hukum Newton II.

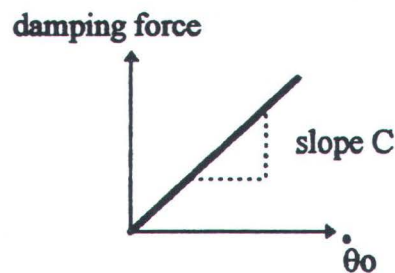


$$\text{spring force} = k(\theta_i - \theta_o)$$

$$\text{damping force} = c \dot{\theta}_o$$



(a). pegas



(b). damper

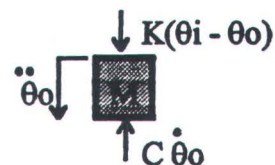
Gambar 2-4. Sistem massa-pegas-damper.

Analisa gaya yang bekerja pada massa diatas adalah sebagai berikut :

$$\Sigma F = M a \quad \text{dimana} \quad a = \ddot{\theta}_o$$

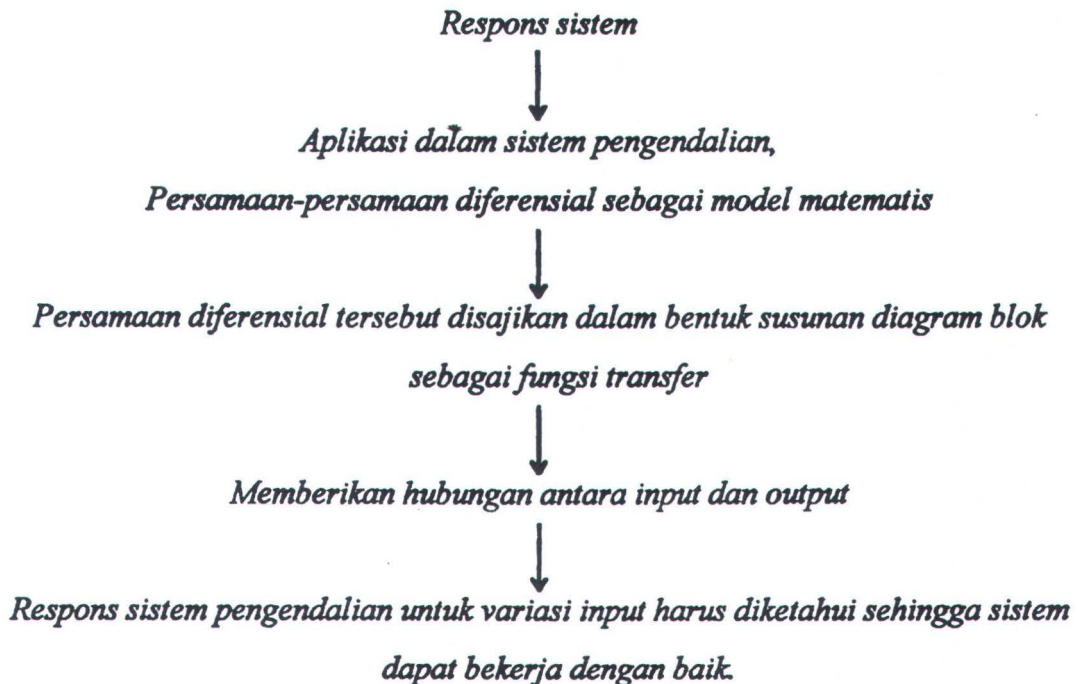
$$\Rightarrow K(\theta_i - \theta_o) - C \dot{\theta}_o = M \ddot{\theta}_o$$

$$\Rightarrow M \ddot{\theta}_o + C \dot{\theta}_o + K(\theta_i - \theta_o) = 0$$



$$\Rightarrow M \ddot{\theta}_o + C \dot{\theta}_o + K \theta_o = K \theta_i \Rightarrow \text{merupakan persamaan D'Alembert.}$$

Prosedur untuk menganalisis respons dari suatu sistem adalah sebagai berikut :



2.2. SISTEM HIDROLIK DAN POWER FLUIDA.¹¹

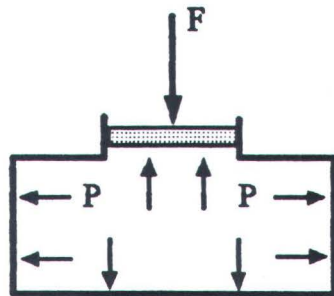
2.2.1. Tekanan dan penguatan gaya (force amplification).

Suatu sistem yang dicermati, mengalirkan tenaganya secara penuh lewat suatu aktuator linear (yang dalam istilah industri disebut hydraulic jacks, cylinders atau rams). Compressive stress, yang dalam hal ini disebut tekanan hidrostatik, ditransmisikan secara merata pada fluida pada segala arah dalam piranti seperti tampak pada Gambar 2-5. Nilai numerik dari suatu tekanan P diberikan dari pembagian suatu gaya yang bekerja dengan luasan piston.

$$P = \frac{F}{A}$$

¹¹ Green W.L., "Hydraulic Systems : An Introduction to the Analysis of Systems and Components", John Wiley & Sons, 1985.

Jika kita dapat menghasilkan suatu tekanan P dan mengaplikasikannya pada suatu piston yang dapat bergerak bebas secara aksial, tekanan akan membuat gaya/force



Gambar 2-5. Tekanan hidrostatik

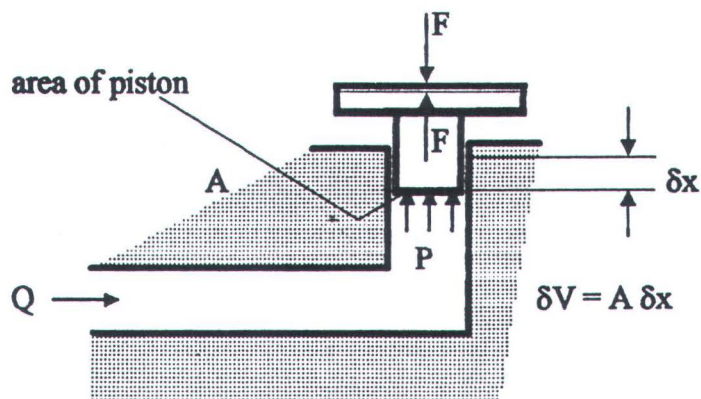
meningkat. Contoh sederhana dalam hal ini adalah *single acting jack* seperti tampak pada Gambar 2-6. Gaya pembebanan luar F bekerja pada luasan piston. Tekanan P dalam melawan gaya tersebut adalah berdasarkan persamaan diatas dengan asumsi tanpa friksi antara silinder dan piston. Volume fluida δV bekerja pada *jack* dan menyebabkan suatu displasemen δx pada kurun waktu δt . Laju aliran (flow rate) Q dalam jack adalah :

$$Q = \frac{dV}{dt} = A \frac{dx}{dt}$$

Fluida akan menghasilkan kerja $P \delta V$ pada jack, yaitu :

$$\text{kerja yang dihasilkan} = F \delta x = P A \delta x = P \delta V$$

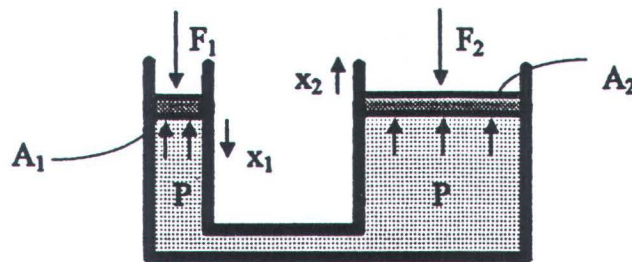
$$\text{power} = \frac{P \delta V}{\delta t} = P Q$$



Gambar 2-6. Single acting jack.

Gambar 2-7. berikut menunjukkan kemampuan untuk merubah hasil tekanan dalam penguatan gaya (force amplification) :

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1}$$



$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \Rightarrow \text{lever equivalent : } F_2 = \frac{F_1 A_2}{A_1}$$

Gambar 2-7. Force amplification.

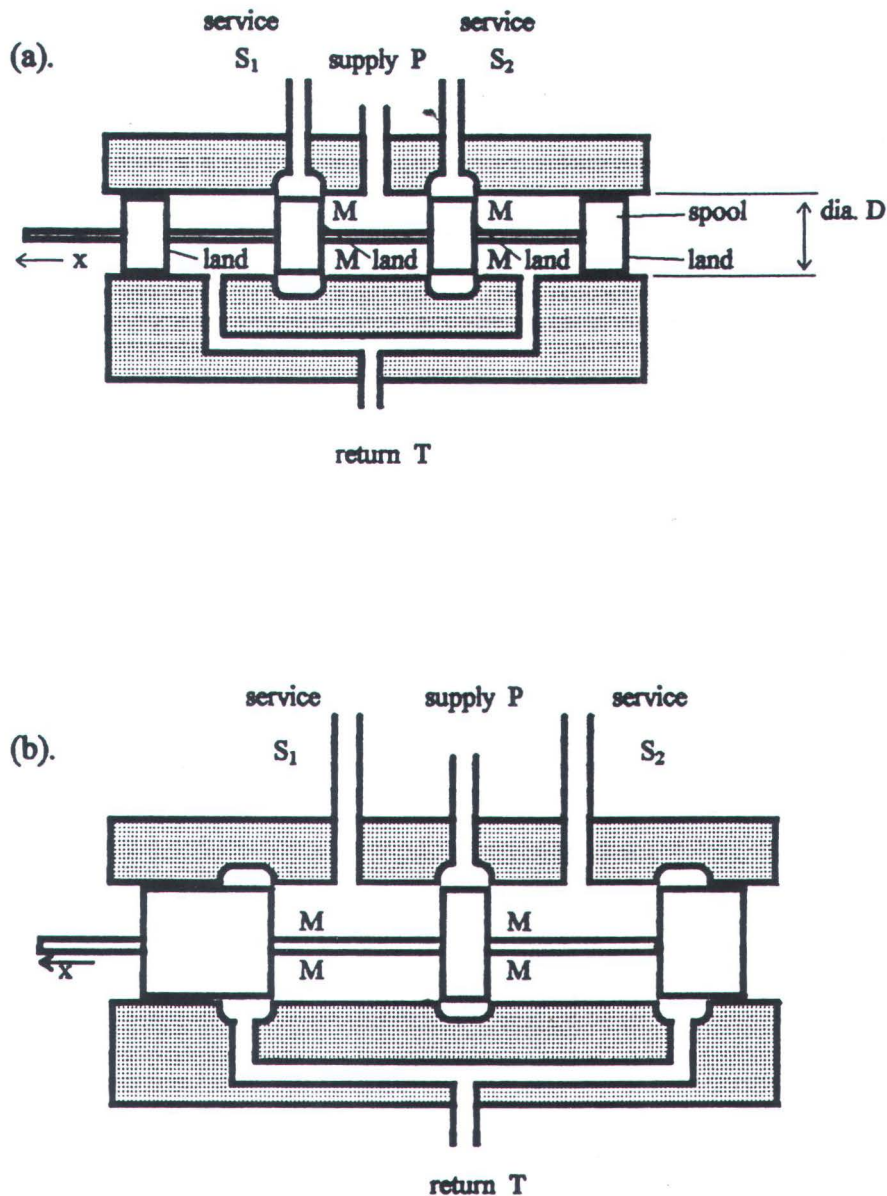
2.2.2. Servo-Valves.

Pada sistem pelayanan umum, arah pengaturan dari selektor mempunyai tiga posisi antara lain : *extend* - *inoperative* - *retract*, dan kelajuan (*speed*) diatur dengan pembatas orifis (*orifice restrictors*) yang terpisah. Untuk katup yang dikontrol secara elektrik dengan dua solenoid, saat solenoid tidak dialiri arus listrik, disebut pada posisi netral atau sedang tidak beroperasi (*service is inoperative*). Saat dialiri arus listrik pada salah satu solenoid, menyebabkan posisi pilihan *extend* atau *retract*. Solenoid tidak pernah dialiri secara bersamaan kecuali bila terjadi hubungan singkat (*electrical fault*).

Pada Gambar 2-8. x , yaitu displasemen dari katup spool pada posisi netral, diasumsikan arah positif sesuai arah anak panah pada gambar. Tanda M menunjukkan *metering orifice* untuk nilai positif dari x saat arah aliran menunjukkan (a). dari $P - S_1$ & $T - S_2$ dan (b). dari $P - S_2$ & $T - S_1$.

Untuk *metering ports* merupakan slot rektangular dengan lebar w , diukur sekeliling bore, maka luasan orifis untuk tiap *metering orifice* M adalah (wx). Pada

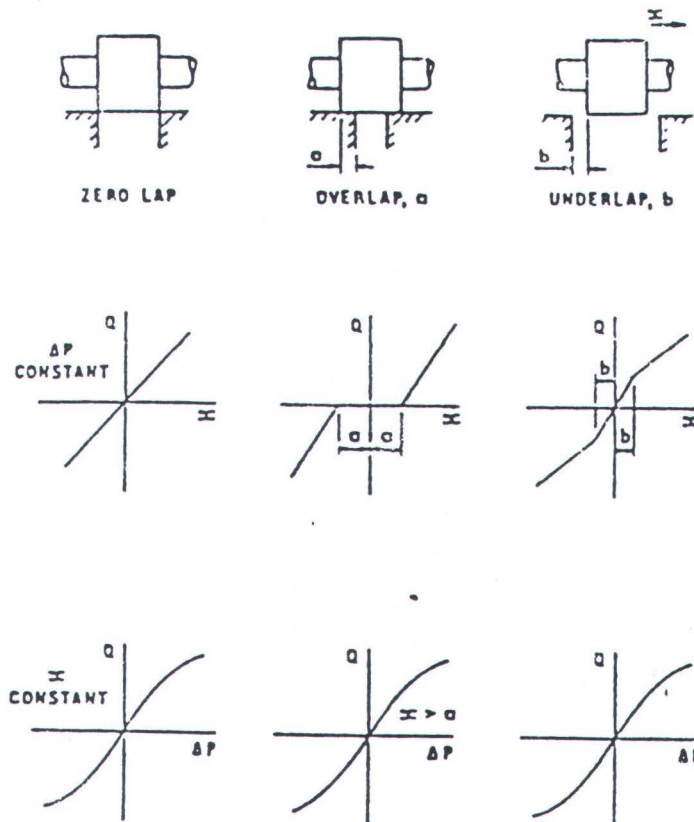
gambar, *metering ports* ditunjukkan sebagai celah yang melingkar pada piranti tersebut, sehingga diartikan bahwa nilai w adalah sama dengan πd .



Gambar 2-8. Elemen servo-valve jenis 'zero lap'.

Saat posisi katup pada kedudukan netral, metering lands hanya menutupi metering ports, seperti pada Gambar 2-9, disini dikatakan bahwa katup pada kondisi

'zero lap'. Untuk posisi netral tetapi metering lands lebih menutupi metering ports dari pada katupnya, dikatakan pada kondisi 'overlap', sedang untuk posisi menutup pada port yang tidak penuh /menyeluruh, dikatakan pada kondisi 'underlap'.



Gambar 2-9. Land / port lap dan karakteristiknya.

2.2.3. Electrohydraulic servo-valves.

Pada bagian ini tidak dibahas tentang karakteristik katup tersebut secara detail, untuk perhitungan laju aliran dapat dihitung berdasarkan persamaan sebagai berikut¹² :

$$Q = KI(P_s - P_L)^{1/2}$$

¹² Stringer, J., "Hydraulic Systems Analysis", Macmillan, Basingstoke, 1980.

dimana I mewakili perbedaan arus (differential current) yang bekerja pada torsi dari koil motor dan berfungsi sebagai suatu katup.

Salah satu contoh dari katup ini ditunjukkan pada Gambar 2-10.(a). Fluida dengan tekanan yang tinggi bekerja pada A , lewat elemen penyaring kemudian disalurkan menuju port B , C dan kedua sisi dari nozzle melalui orifis (*fixed orifice*) D . Flapper pada posisi normal berada di bagian tengah. Setiap kombinasi nozzle dan orifis bekerja mengontrol tekanan pada sisi area poros (*main slide*) E . Gerakan flapper akan merubah nilai dari P_{c1} dan P_{c2} seperti ilustrasi pada Gambar 2-10.(b). Jika hambatan yang bekerja pada fixed orifice adalah R_f dan hambatan pada variabel orifice adalah ϵR_f dimana $0 < \epsilon \leq \infty$ maka untuk suatu debit Q :

$$P_s - P_c = R_f Q^2$$

$$P_c = \epsilon R_f Q^2$$

$$\therefore \epsilon = \frac{P_c}{P_s - P_c}$$

$$\text{semisal} \quad \epsilon P_s - \epsilon P_c = P_c$$

$$P_c = \frac{\epsilon P_s}{1 + \epsilon} \quad ; \text{ untuk } (0 < P_c \leq P_s)$$

Persamaan gaya / force pada poros / slide adalah :

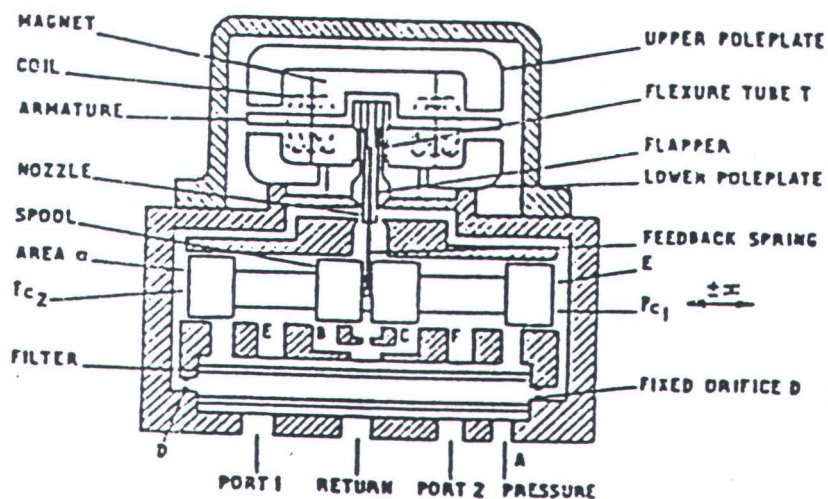
$$\pm (P_{c1} - P_{c2}) A = \text{force}$$

Gaya pegas balik dihasilkan oleh tabung elastis (*flexure tube*) T dan saat terjadi tekanan yang seimbang, silinder / *slide* akan berada pada posisi yang ditentukan ($\pm x$)

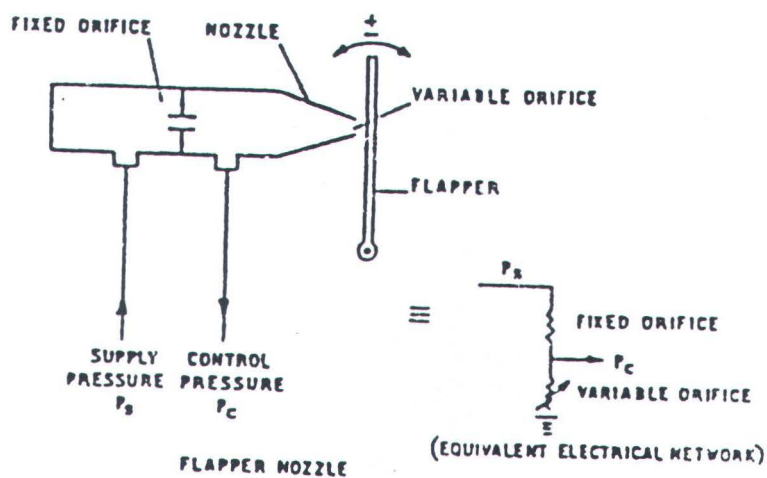
Service ports terdapat pada E dan F , sedang gaya listrik netto sebanding dengan perbedaan arus yang ada. Katup jenis ini telah diaplikasikan selama lebih dari tiga dekade, sesuai referensi dari McCloy dan Martin.¹³

¹³ McCloy, D. and Martin, H. , " *The Control of Fluid Power* ", Longman, London, 1973.

(a).



(b).

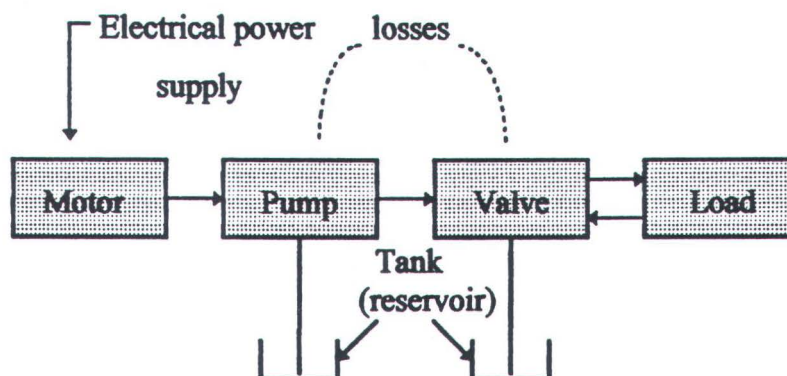


Gambar 2-10. Electrohydraulic servo-valve dan elemen katupnya.

2.3. POWER BOND GRAPH.

2.3.1. Sistem transmisi daya.

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan dari beberapa komponen yang saling berhubungan untuk menghasilkan suatu aksi (Gambar. 2-11). Unjuk kerja dari suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kemampuan dari komponen (sub sistem) untuk mentransmisikan daya antar komponen tersebut. Paynter¹⁴ memperkirakan bahwa konsep dari peralihan daya (*power interchange*) dapat digunakan untuk pemodelan dinamis dari sistem fisik. Karnopp dan Rosenberg¹⁵ telah berhasil mengembangkan suatu gagasan untuk menunjukkan bahwa sebagian kecil dari dasar-dasar komponen penyimpan dan pengonsumsi daya dapat diaplikasikan pada sistem tenaga mekanis, elektris, thermal dan fluida (hidrolis dan pneumatis). Kesemuanya mempunyai satu, dua atau tiga gerbang lintasan dimana daya dapat dirubah/ dialihkan dengan bantuan komponen yang terdekat. Saat komponen-komponen yang berdekatan tersebut saling berhubungan sebagai bagian dari suatu sistem, dapat dikatakan bahwa komponen berdekatan tersebut melakukan keterkaitan daya (*power bonded*).



Gambar 2-11. Transfer daya antar komponen.

¹⁴ Ezekial, F. D. and Paynter, H. M. : "Computer Representations of Engineering Systems Involving Fluid Transients" Trans. ASME., vol.79, 1957, p. 1840. (In Blackburn, Reethof, Shearer "Fluid Power").

¹⁵ Karnopp, D and Rosenberg, R. : "Analysis and Simulation of Multiport Systems", 1968, The M.I.T. Press.






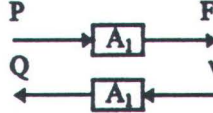
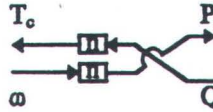

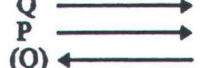
Daya/ power merupakan produk dari dua variabel yaitu potensial dan flow rate. Dalam istilah power bond graph, potensial diistilahkan dengan *effort* dan laju aliran (*flow rate*) diistilahkan dengan *flow*. Suatu contoh dari variabel effort dan flow dalam sistem mekanis adalah tenaga/ force dan velocity. Tabel 2-1. menunjukkan variabel-variabel effort dan flow untuk beberapa besaran fisik.

<i>Besaran fisik</i>	<i>Variabel effort</i> $e(t)$	<i>Variabel flow</i> $f(t)$	<i>Power</i> $P(t)$
Electrical	voltage $v(t)$	current $i(t)$	$v(t) i(t)$
Translational mechanical	force $F(t)$	velocity $v(t)$	$F(t) v(t)$
Rotational mechanical	torque $\tau(t)$	angular velocity $\omega(t)$	$\tau(t) \omega(t)$
Fluidic	pressure $p(t)$	volumetric flowrate $q(t)$	$p(t) q(t)$
Thermal	temperature $T(t)$	heat flowrate $\dot{q}(t)$	$T(t) \dot{q}(t)$
Magnetic	magnet. force $m(t)$	flux rate $\dot{p}(t)$	$m(t) \dot{p}(t)$

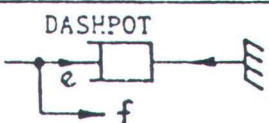

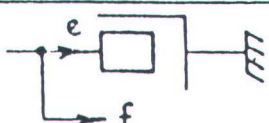
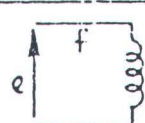
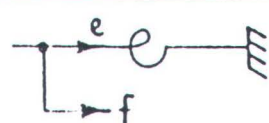
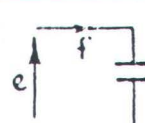
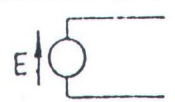
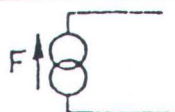
Tabel 2-1. Variabel effort dan flow untuk beberapa besaran fisik.

Dengan penggunaan multiport dalam metode power bond, suatu sistem dapat ditampilkan secara diagramatis memakai persamaan yang sesuai dengan komponen sistem fisiknya. Tampilan yang mengandung informasi dari sinyal diagram alir secara lebih kompak dan berdaya guna tersebut dapat diistilahkan dengan *grafik power bond*.

Pengenalan terhadap simbol, definisi dan elemen dasar dilakukan untuk mengetahui kegunaan dari grafik power bond.

Type	Symbol	Symbol daya (power) dan causality	Blok diagram equivalen
<u>Dissipative</u> (penghamburan)	— R	—→ R	
<u>Storage</u> (penyimpanan) 1. Capacitance	— C	⌊→ C	
2. Inertance	— I	—→ I	
<u>Junction</u> (penghubung) 1. Effort (pressure atau force)	— 0 — 	⌊ 0 ⌋ 	
2. Flow	— 1 — 	→ 1 → 	
<u>Transforming</u> (pengubahan)	— T F — A1 l	→ T F → A1 l	
<u>Transducing</u> (gyrating)	— G Y — n l	⌊ G Y ⌋ n l	
<u>Source (sumber)</u> 1. Flow	SQ —	SQ ⌊→	
2. Potential	SP —	SP →	
<p><u>keterangan :</u></p> <p>Causality dalam perhitungan disimbolkan —→ dengan arti —→ P —← Q</p> <p>Power flow disimbolkan —→ R dengan arti pemberian daya ke (dalam) R</p>			

Gambar 2-12. Simbol dasar grafik power bond.

Bond graph element	Mechanical domain	Electrical domain	Type
$\frac{e}{f} \rightarrow R$			Dissipator element $e = \phi_R(f)$
$\frac{e}{f} \rightarrow L$			Flow storage element $e = \phi_L(\int f)$
$\frac{e}{f} \rightarrow C$			Effort storage element $f = \phi_C(\int e)$
$E \rightarrow$	FORCE SOURCE		Effort source $e = E$
$F \rightarrow$	VELOCITY SOURCE		Flow source $f = F$

Tabel 2-2. Elemen-elemen dasar bond graph.

2.3.2. Beberapa elemen dasar dari grafik power bond.

Elemen-elemen dasar dan simbol yang ada ditunjukkan pada Gambar 2-12. Pada setiap simbol, garis penghubung menunjukkan kaitan daya (power bond) dimana elemen tersebut dapat dihubungkan dengan elemen lainnya.

- **Power dissipating element** (elemen penghambur daya/ penghambat aliran daya) disimbolkan dengan R (resistor). Salah satu contoh yang dapat dikategorikan sebagai resistor semisal suatu pipa aliran fluida dimana permukaan bagian dalamnya kasar sehingga dapat menyebabkan friksi dan penurunan tekanan. Pada elemen ini, variabel effort dan flow dihubungkan dengan suatu persamaan statis.

$$\begin{array}{c} R \\ e \mid f \end{array}$$

dimana,

e = variabel effort

f = variabel flow

$$e = R(f)$$

R dibaca "fungsi resistive/ penghambat dari"

$$f = R(P)$$

$$P = \text{power} = e \times f$$

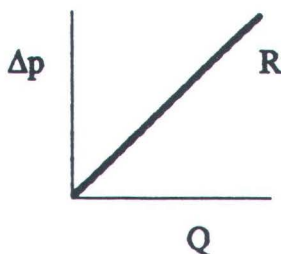
Dengan mengambil contoh diatas yaitu penurunan tekanan yang terjadi dalam pipa aliran fluida maka bond graphnya adalah sebagai berikut :

$$\begin{array}{c} R \\ \Delta p \mid Q \end{array}$$

dimana, Δp = variabel effort

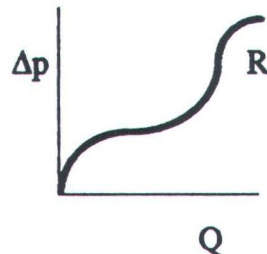
Q = variabel flow

untuk aliran laminar



$$R = \Delta p / Q$$

untuk aliran turbulen



$$\Delta p = R(Q)$$

R = some function of Q

- **Power storage element** (elemen penyimpan daya), ada dua tipe :

Capacitance, disimbolkan dengan C , dimana penyimpanan daya dalam bentuk energi potensial. Suatu peralatan/ sistem disebut mempunyai efek capacitive bila flow netto yang mengalir menyebabkan effort netto (menyimpan dan memberikan energi potensial). Termasuk dalam katagori ini adalah pegas, akumulator hidrolis, torsi yang terjadi pada drive shaft dan kapasitor elektris.

$$\begin{array}{c} C \\ e \mid f \end{array} \quad e = C(f) \quad \text{dibaca, effort = fungsi capacitive dari flow}$$

Semisal, untuk pegas mekanis (mechanical spring) dengan persamaan $F = Kx$, dengan K adalah spring stiffness maka persamaan bond graph untuk capacitive device yang sesuai dengan Tabel 2-2. diatas adalah :

$$F = 1 / Ck \int \dot{x} + F(0) , \quad \text{dimana } Ck = 1 / K$$

Ck = reciprocal of stiffness complience

Inertance, disimbolkan dengan I , disini adalah tempat penyimpanan energi kinetik. *Inertive power storage* terjadi bila inertia yang diakselerasikan menghasilkan energi kinetis. Termasuk dalam katagori ini antara lain adalah roda gila suatu mesin.

Bond graphnya adalah :

$$\begin{array}{c} I \\ e \mid f \end{array}$$

variabel daya secara umum

$$\begin{array}{c} M \\ F \mid x \end{array}$$

gerak linear

$$\begin{array}{c} I \\ T \mid \omega \end{array}$$

gerak rotari

Dari Newtons Law :

gaya / force = nilai dari perubahan momentum yang terjadi.

$$F = d / dt (Mv)$$

maka persamaannya yang sesuai dengan Tabel 2-2. adalah :

$$\text{gerak linear : } \dot{x} = 1 / M \int F dt + \dot{x}(0)$$

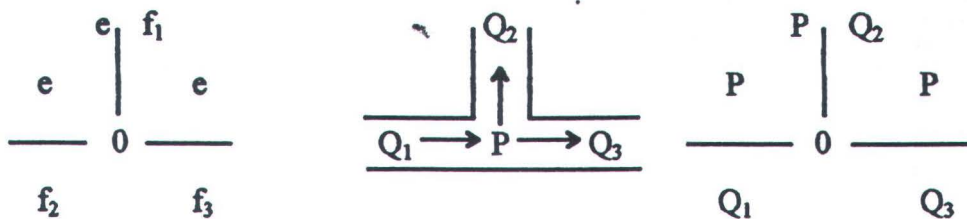
$$\text{gerak rotary : } \omega = 1 / I \int T dt + \omega(0)$$

- **Junction** (penghubung), ada dua jenis yaitu :

Effort junction yang disimbolkan dengan $\begin{array}{c} | \\ \text{---} 0 \text{---} \end{array}$ (disini

disimbolkan terjadi lebih dari dua power bond pada satu junction), nilai

effort adalah konstan dan nilai flow diperhitungkan. Salah satu contoh effort junction semisal sambungan T (tee) pada sistem kontrol hidrolis dimana tekanan yang ada (merupakan suatu effort) adalah konstan dan jumlah dari flow rate mendekati nol.




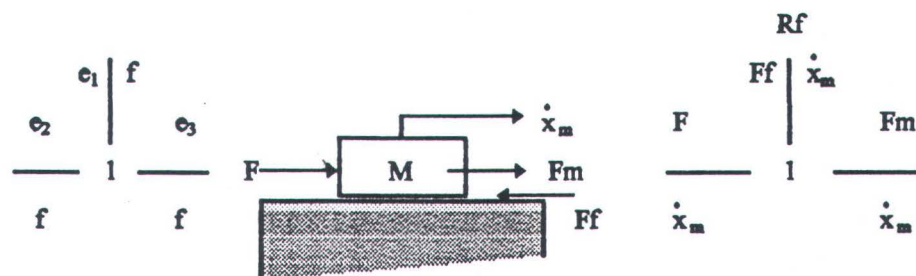
$e = \text{effort} = \text{konstan}$

$$f_1 + f_2 + f_3 = 0$$

$P = \text{konstan}$

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = 0$$

Flow junction yang disimbolkan dengan  dimana flow rate yang melewati tiap port terhubung adalah sebanding dan effort diperhitungkan dengan dasar bahwa jumlahan dari potensial yang ada mendekati nol. Contoh dari flow junction adalah sebagai berikut :




$f = \text{flow} = \text{konstan}$

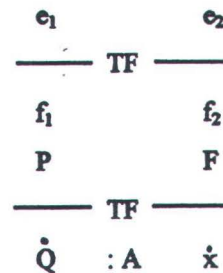
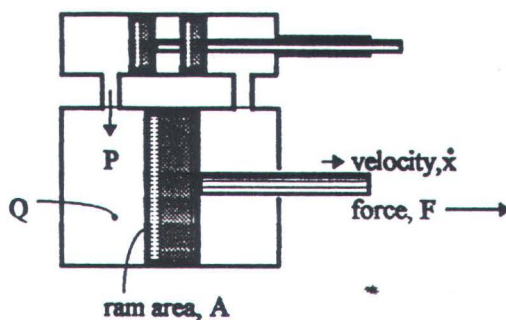
$$e_1 + e_2 + e_3 = 0$$

$\dot{x}_m = \text{konstan}$

$$F - Ff = Fm$$

- **Transformer** (perubah) disimbolkan dengan  merupakan 2-port yang berfungsi mengubah variabel effort dan flow dari satu

bentuk ke bentuk yang lain sambil memperhitungkan total power yang ada. Semisal, power hidrolis yang disuplai dari silinder hidrolis dihasilkan dari power product pressure kali volume flow rate. Silinder daya mempergunakan ram area (luasan penekan) untuk merubah suatu tekanan menjadi tenaga (force) dan flow rate menjadi velocity. Keluaran (output) dari effort dan flow tergantung dari masukan(input)nya.

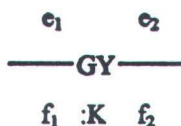


untuk A = luasan efektif dari piston

$$\text{maka } P \times A = F$$

$$\dot{Q} \times 1/A = \dot{x}$$

- **Gyrator**, disimbolkan sebagai --- GY --- identik dengan transformer tetapi output dari flow tergantung pada input dari effortnya dan sebaliknya output effort tergantung pada input flow. Salah satu contohnya adalah giroskop, dimana kecepatan angular (variabel flow) tergantung pada torsi yang ada (variabel effort).



$$e_1 \times K = f_2$$

$$f_1 \times 1/K = e_2$$

- **Sources** (sumber-sumber), disimbolkan dengan S dimana parameter-parameter yang terhubung tidak dipengaruhi oleh efek balik yang mungkin terjadi.

Flow source, S_Q menunjukkan bahwa suplai flow rate tidak dipengaruhi oleh effort yang dihasilkan. Suatu contoh semisal pompa hidrolis

sebagai suatu analisa, dipandang sebagai sumber dimana *discharge ratenya* tidak dipengaruhi oleh tekanan yang dihasilkan.

Effort source, S_p — menunjukkan bahwa effort selalu disuplai secara konstan tanpa pengaruh flow yang berubah-ubah. Beberapa analisa sistem hidrolis dilakukan dengan asumsi bahwa tekanan disuplai secara konstan.

- **Arah aliran daya** (power flow) ditunjukkan oleh anak panah setengah yang terdapat pada setiap power bond ————, hal ini menunjukkan arah aliran daya dari / ke suatu komponen yang terhubung.
- **Causal bar** ————, garis melintang pendek yang terdapat pada power bond yang menunjukkan bahwa suatu variabel effort terhubung pada suatu power bond. Causality ini merupakan faktor penentu dalam penyempurnaan hubungan suatu model grafik power bond.

2.3.3. Causality.

Arah aliran daya dan *causal assignment* / penandaan awalnya dapat ditentukan setelah terjadi penyusunan dari grafik dasar suatu power bond. Pada hakekatnya, suatu formasi/ bentuk tertentu dari grafik power bond hanya memerlukan suatu pengenalan terhadap struktur sistem seperti apa yang diinginkan, nilai-nilai parameter yang akan mempengaruhi performansi dinamis sistem tersebut dan lokasi penempatan dari parameter tersebut.

Desain selanjutnya dari arah aliran daya dan causality-nya akan mempengaruhi hubungan implisit dari model grafik power bond dalam bentuk yang sesuai untuk menghasilkan solusi model yang tepat bagi performansi sistem. Untuk sistem tertentu, arah aliran daya biasanya tampak jelas.

Spesifikasi dari causality disusun atas variabel ganda yaitu daya sebagai penyebab dan efek/ hasil yang terjadi, dimana salah satu dari hal tersebut akan dipakai sebagai acuan dalam perhitungan. Tabel 2-3a dan 2-3b. menunjukkan penandaan pada elemen-elemen dasar bond graph dengan pemakaian causality.

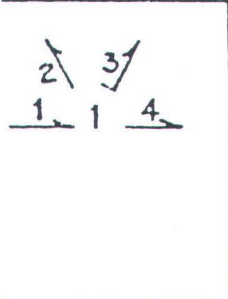
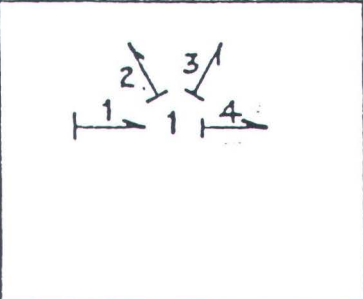
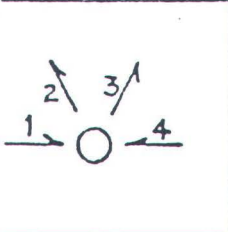
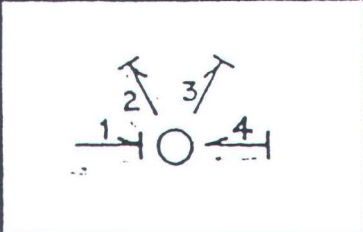
Causality merupakan salah satu cara untuk mempermudah suatu pemodelan. Sebagai contoh dalam prosedur perhitungan pada umumnya, pengintegralan lebih banyak dipergunakan dari pada diferensial. Hal ini sesuai dengan desain dari Capacitance dan Inertance seperti terlihat pada Gambar 2-12. Pada Capacitance, causal bar terletak di sisi kiri yang menunjukkan bahwa effort (tekanan, voltase, dll.) adalah efek balik yang disebabkan oleh aliran yang menuju Capasitor. Tanda panah setengah tersebut menunjukkan bahwa untuk membuat pemodelan, diasumsikan bahwa aliran daya menuju kapasitor. Secara perhitungan, kita dapat mengintegalkan flow (flowrate) menjadi bentuk effort (potensial). Dengan kata lain, kita mendesain causal bar agar terletak pada sisi kanan power bond dan dikatakan bahwa force (effort) adalah sebab (cause) dan velocity adalah effect atau hasil. Secara perhitungan, force diintegalkan dan dibagi dengan massa untuk memperoleh velocity.

Junction biasanya diperkecil sampai 3-port elemen, seperti terlihat pada Gambar 2-12. Disini suatu flow junction dapat hanya mempunyai 1 causal bar, menunjukkan bahwa 1 dari 3 power bond bersifat constant effort pada flow junction, sedangkan 2 bond sisanya harus memiliki causal bar yang menjauhi flow junction tersebut.

2-port elemen seperti TF dan GY tidak mempunyai pilihan causality, effort (dalam hal ini adalah power/ daya) menyebar luas melewati elemen tersebut. Pilihan causal dapat terjadi atau masalah dapat timbul dan harus dipecahkan secara konsisten.

Element	Causal assignment	Constitutive equations
$E \longrightarrow$	$E \longrightarrow $	$e = E$
$F \longrightarrow$	$F \longrightarrow$	$f = F$
$\longrightarrow R$	$\longrightarrow R$	$f = \frac{1}{R} e$
	$ \longrightarrow R$	$e = R f$
$\longrightarrow L$	$\longrightarrow L$	$f = \frac{1}{L} \int e dt$
	$ \longrightarrow L$	$e = L \frac{df}{dt}$
$\longrightarrow C$	$\longrightarrow C$	$f = C \frac{de}{dt}$
	$ \longrightarrow C$	$e = \frac{1}{C} \int f dt$
$\longrightarrow TF \longrightarrow$ n	$\longrightarrow TF \longrightarrow$ n	$e_2 = n e_1$ $f_1 = n f_2$
	$ \longrightarrow TF \longrightarrow$ n	$e_1 = \frac{1}{n} e_2$ $f_2 = \frac{1}{n} f_1$
$\longrightarrow GY \longrightarrow$ m	$\longrightarrow GY \longrightarrow$	$f_2 = m e_1$ $f_1 = m e_2$
	$ \longrightarrow GY \longrightarrow$	$e_2 = \frac{1}{m} f_1$ $e_1 = \frac{1}{m} f_2$

Tabel 2-3 (a). Penandaan causal pada elemen dasar bond graph

		$f_2 = f_1$ $f_3 = f_1$ $f_4 = f_1$ $e_1 = e_2 + e_3 - e_4$
		$e_2 = e_1$ $e_3 = e_1$ $e_4 = e_1$ $f_1 = f_2 + f_3 - f_4$

Tabel 2-3 (b). Penandaan causal pada elemen dasar bond graph.

III

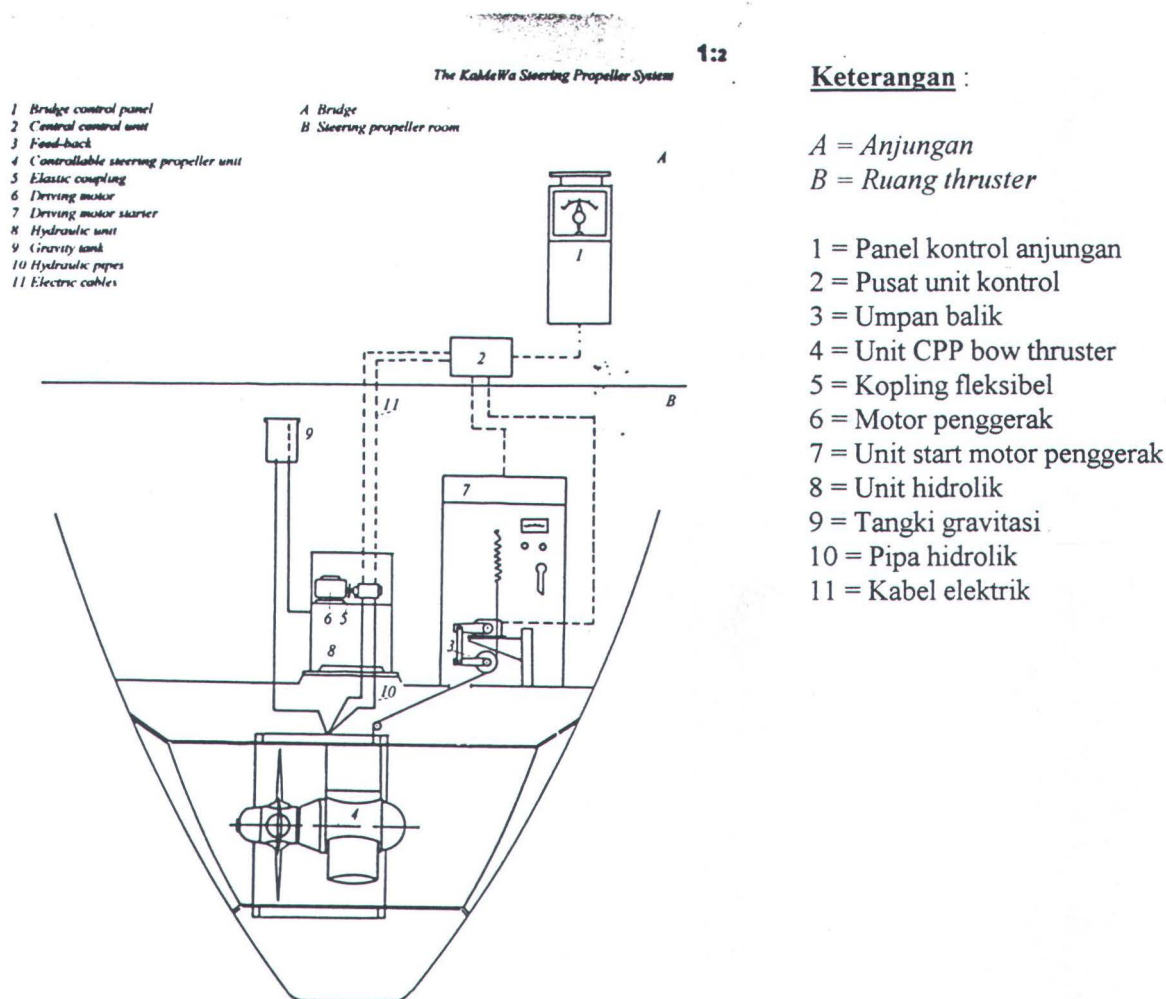
PEMODELAN HYDRAULIC BOW THRUSTER

BAB III

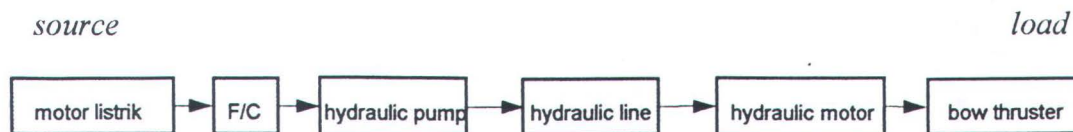
PEMODELAN HYDRAULIC BOW THRUSTER

3.1. DIAGRAM MODEL.

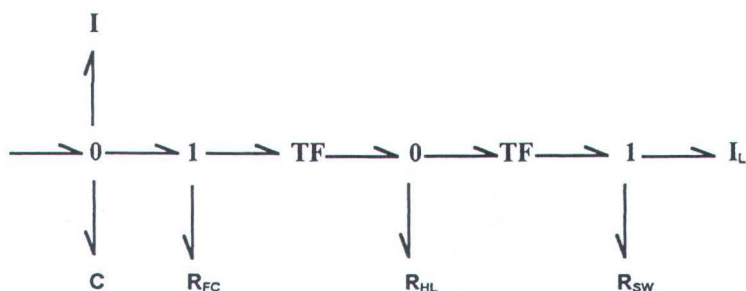
Langkah pemodelan dari *hydraulic bow thruster KaMeWa tipe TT 2200 G/AS-CP* dapat ditunjukkan sebagai berikut :



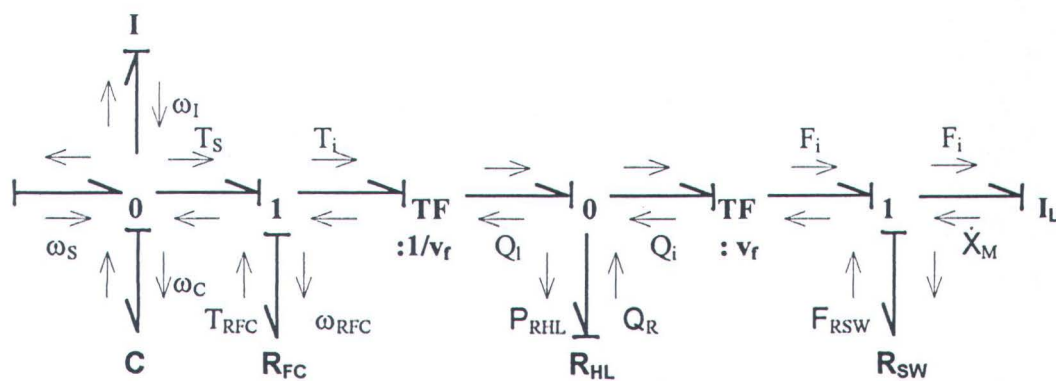
a). Gambar aktual sistem.



b). Model / sistem ekuivalen.



c). Bond graph dari sistem diatas yang menunjukkan aliran daya (power flow).



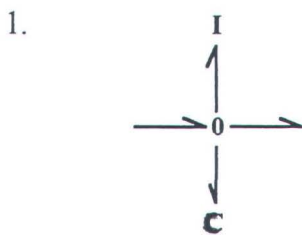
d). Bond graph yang dilengkapi dengan causality.

Gambar 3-1. Hydraulic bow thruster.

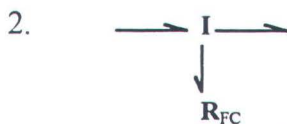
Gambar 3-1(a). menunjukkan suatu sistem hydraulic bow thruster yang digerakkan oleh motor hidrolik dimana sebagai sumber daya penggerak pompa hidroliknya adalah dari motor listrik. Pompa hidrolik dipakai sebagai penggerak bow thruster yang dalam hal ini adalah sebagai pengatur pitch propellernya karena mampu menghasilkan *discharge pressure* antara 500 - 4000 psig¹⁵ dan juga sesuai dengan spesifikasi dari KaMeWa.

Gambar 3-1(b). menunjukkan model ekuivalen dari sistem diatas sebelum penetapan *power flow dan causality*. Gambar 3-1(d). menunjukkan gambar pemodelan secara lengkap dengan persamaan simultan yang terkait.

3.2. LANGKAH PEMODELAN DENGAN POWER BONDGRAPH.^{16,17}



Pada motor listrik, diasumsikan nilai voltage adalah konstan (Tabel 2-1.) sehingga effort = konstan dan junction yang digunakan adalah *0 - junction*. Sesuai aturan bond graph bahwa *capacitive* dan *inertive power storage* dipakai bila ada perlakuan potential energy dan kinetic energy.



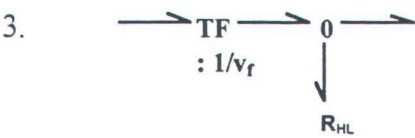
Untuk flexible coupling, dinyatakan dengan I-junction karena disini terjadi penghamburan daya (*power dissipation*) yang dalam hal ini dinyatakan dalam bentuk

¹⁵ Roy L. Harrington (editor) : "Hydraulic Fluid", Marine Engineering, SNAME publication, 1992, p. 524

¹⁶ Prof. Hallvard Engja, "The Bond Graph Technique as a Powerful Modelling Tool", Int. Symposium on Advances in Marine Tech., p. 471-491.

¹⁷ Peter D., Bevis B., "Dynamic Modelling of Hydraulic Control Systems", First World Conference in Industrial Tribology, New Delhi, 1972, Paper C1.

torsi (sebagai variabel effort). Torsi dari motor penggerak merupakan fungsi statis dari flexible coupling ship speed sehingga pernyataan resistivenya disimbolkan dengan R_{FC}



Pada pompa hidrolik dan motor hidrolik, karena disini terjadi tekanan konstan pada fluida kerjanya (tekanan sebagai pernyataan effort) maka dipakai *O-junction* dan karena pada piranti pipa-pipa hidrolik bekerja friksi maka efek resistivenya disimbolkan dengan R_{HL} .

Fungsi alih (transformer) tenaga dari motor listrik untuk menggerakkan pompa hidrolik yang nantinya akan berfungsi sebagai penggerak motor hidrolik adalah sebagai berikut :

Jika kuantitas dari fluida yang keluar dari pompa hidrolik adalah v_f kali θ , dimana θ adalah displasemen rotasional dan v_f bukan fungsi dari θ , maka debit fluida (*fluid flowrate*) Q adalah v_f kali $\dot{\theta}$, dimana $\dot{\theta}$ adalah *angular velocity* dan disimbolkan dengan ω .

Sehingga, $Q = v_f \omega$

Hydraulic power = $P \times Q$ (1)

Mechanical power dapat dinyatakan dengan torque kali speed, yang dapat dituliskan dengan :

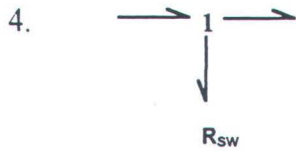
Mechanical power = $T \times \omega$ (2)

dengan substitusi persamaan (1) dan (2) diatas akan diperoleh ;

$T \omega = P v_f \omega$ disini, ω dapat dieliminir, sehingga ;
 $T = P v_f$ akan didapat v_f sebagai TF untuk peralihan power
sesuai dengan diagram diatas.

dan untuk *fluid flowrate* adalah :

$Q = v_f \omega$ v_f merupakan TF .



Pada bow thruster, dipakai *I-junction* karena terjadi flowrate konstan yaitu pada velocity (\dot{X}_M). Disini nilai effort berubah karena pengaruh efek resistive dari air laut yang disimbolkan dengan R_{SW} .

Akhir dari bond graph adalah *inertive load* I_L dimana simbol tersebut yang sesuai dengan aturan bond graph dipakai untuk menyatakan bahwa disini efek inertia yang terjadi dipakai untuk menghasilkan energi kinetik yaitu dalam bentuk gerakan baling-baling bow thruster.

3.3. PERSAMAAN MATEMATIS MODEL.

Persamaan matematis model digunakan untuk penyusunan diagram alir (flow chart) dari simulasi komputer. Cara penyusunan persamaan matematis model disusun dengan langkah mundur yaitu diawali dari bow thruster sebagai load menuju source sesuai dengan aturan dari bond graph saat memodel suatu sistem. Persamaan model adalah sebagai berikut :

- a. Pada bow thruster, velocity (\dot{X}_M) menurut aturan bond graph (Tabel 2-3(a).) dengan rumusan untuk variabel flow rate adalah :

$$f = 1/I \int e \, dt$$

sehingga persamaan untuk \dot{X}_M menjadi :

$$\dot{X}_M = 1/I_L \int F_L \, dt + \dot{X}_M(0) \dots\dots\dots (3)$$

- b. Pengaruh tahanan air laut (efek resistive dalam bond graph) dinyatakan dengan R_{SW} . Aturan bond graph adalah :

$$e = R f \quad \text{disini, sebagai variabel flow rate} = \dot{X}_M \text{ dan} \\ \text{variabel effort} = F_{RSW}$$

sehingga gaya/ force yang terjadi setelah dipengaruhi air laut adalah :

$$F_{RSW} = R_{SW} \dot{X}_M \dots\dots\dots (4)$$

- c. Gaya/ force yang terjadi akibat pengaruh pembebanan (efek resistive) dinyatakan dengan selisih dari gaya input (F_i) dengan gaya akibat pengaruh air laut (F_{RSW}). Persamaannya adalah :

$$F_L = F_i - F_{RSW} \dots\dots\dots (5)$$

- d. Gaya input untuk penggerak motor hidrolik diperoleh dari pompa hidrolik berupa power (P_{HL}). Perubah/ fungsi alih dari power menjadi gaya/ force adalah *ram area* (v_f) pada sistem hidrolik. Aturan bond graph untuk TF diatas adalah :

$e_1 \times TF = e_2$ dan $f_1 \times 1/TF = f_2$ sehingga untuk F_i yang merupakan variabel effort, persamaannya adalah :

$$F_i = v_f P_{HL} \dots\dots\dots (6)$$

- e. Input debit/ fluid flow rate yang dihasilkan pompa untuk penggerak motor hidrolik (Q_i) menurut aturan bond graph mempunyai persamaan :

$$Q_i = v_f \dot{X}_M \dots\dots\dots (7)$$

- f. Nilai debit yang terjadi akibat pembebanan karena pengaruh bow thruster adalah Q_L dengan persamaan :

$$Q_L = Q_i - Q_R \dots\dots\dots (8)$$

- g. Q_R adalah nilai debit yang dipengaruhi oleh efek resistive dari hydraulic load. Q_R merupakan variabel flow rate sehingga persamaannya sesuai dengan aturan bond gaph adalah :

$$Q_R = 1/R_{HL} P_{HL} \dots\dots\dots (9)$$

- h. Dari energi yang terdapat pada shaft kopling dalam bentuk angular velocity yang nilainya dipengaruhi oleh efek resistive dalam kopling (ω_{RFC}), agar dapat ditransformasikan menjadi fluid flow rate (Q_L) diperlukan suatu fungsi alih (TF), sehingga persamaannya menjadi :

$$\omega_{RFC} = 1/v_f Q_L \dots\dots\dots (10)$$

- i. Daya dari hydraulic load (P_{HL}) pada persamaan (9) diperoleh dari perkalian antara TF dengan torsi input pada kopling, maka persamaannya adalah :

$$P_{HL} = 1/v_f T_i \dots\dots\dots (11)$$

- j. Torsi input (T_i) diatas diperoleh dari selisih antara torsi dari sumber penggerak/ source (T_s) dengan torsi yang terjadi setelah mendapat pengaruh resistive (T_{RFC}).

$$T_i = T_s - T_{RFC} \dots\dots\dots (12)$$

- k. T_{RFC} , sesuai dengan aturan bond graph merupakan hasil kali antara efek resistive R_{FC} dengan angular velocity pada kopling (ω_{RFC}).

$$T_{RFC} = R_{FC} \omega_{RFC} \dots\dots\dots (13)$$

- l. Angular velocity pada power source, dalam hal ini adalah motor listrik, sesuai aturan bond graph pada efek inertive (Tabel 2-3(a).) mempunyai persamaan :

$$\omega_I = 1/I \int T_S dt + \omega_I (0) \dots\dots\dots (14)$$

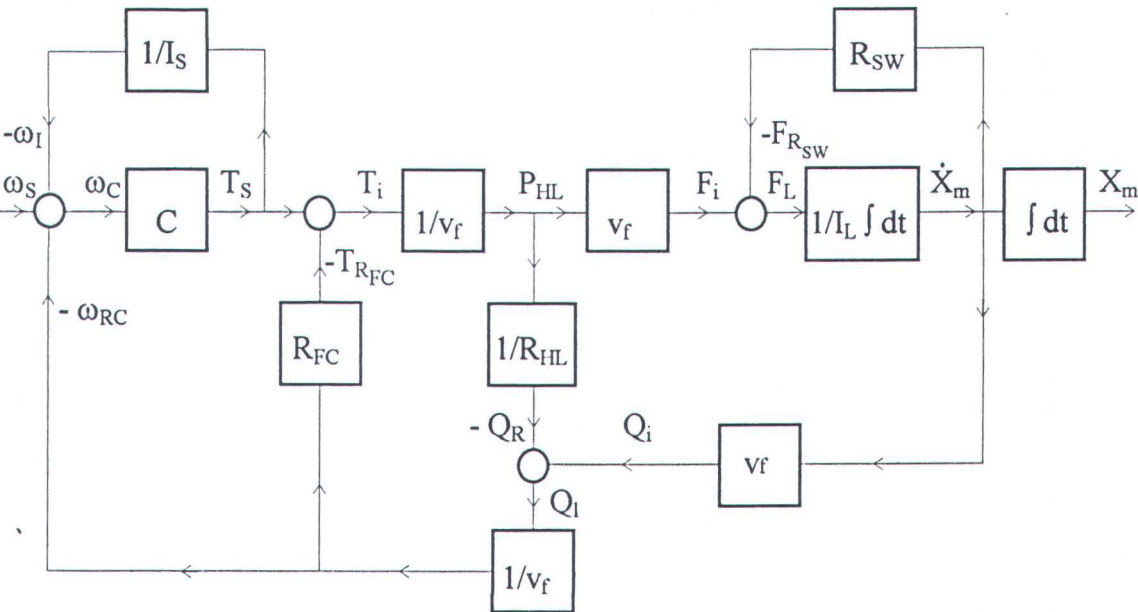
- m. Untuk T_S , sesuai dengan Tabel 2-3(a). merupakan variabel effort, persamaan untuk efek capacitivenya adalah :

$$T_S = C \omega_C \dots\dots\dots (15)$$

- n. ω_C yang merupakan angular velocity pada efek capacitive adalah selisih dari ω source dengan ω akibat efek inertive dan efek resistive.

$$\omega_C = \omega_S - \omega_I - \omega_{RFC} \dots\dots\dots (16)$$

Dari persamaan-persamaan diatas dapat disusun suatu blok diagram simulasi sebagai berikut :



Gambar 3-2. Diagram blok sistem hydraulic bow thruster.

IV

ANALISA PERFORMANSI SISTEM BOW THRUSTER

BAB IV

ANALISA PERFORMANSI SISTEM BOW THRUSTER

4.1. PERHITUNGAN DATA PENDUKUNG.

Dari dasar diagram blok dan bond graph pada Bab III, dilakukan transformasi ke program komputer TutSim™ dengan data pendukung sebagai berikut :

Motor listrik : tipe : PNCC 450 LG ABB Motors

rpm : 1000

P : 1200 kW

V : 440

f : 60 Hz

Pompa hidrolis : Bosch HY/ ZFS 11/28

Q : 30,7 ltr/min.

rpm : 1720

press. max : 6 Mpa

Unit propeller : $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ (in air --- max pitch)

to

$I_L = 19 \text{ kgm}^2$ (in water --- max pitch)

Motor hidrolis : tipe : B270S - 06 - L STAFFA MOTORS

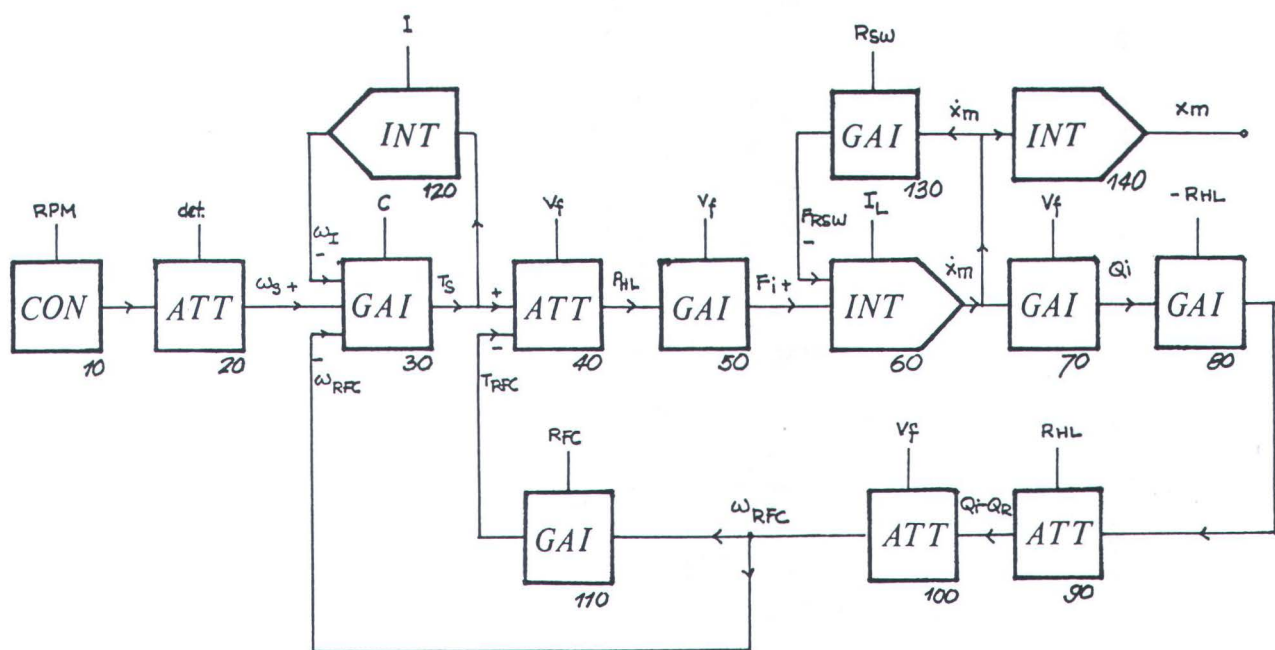
vol : 263 cubic inch = 4,31 ltr.

press. : 3000 psi = 207 bar

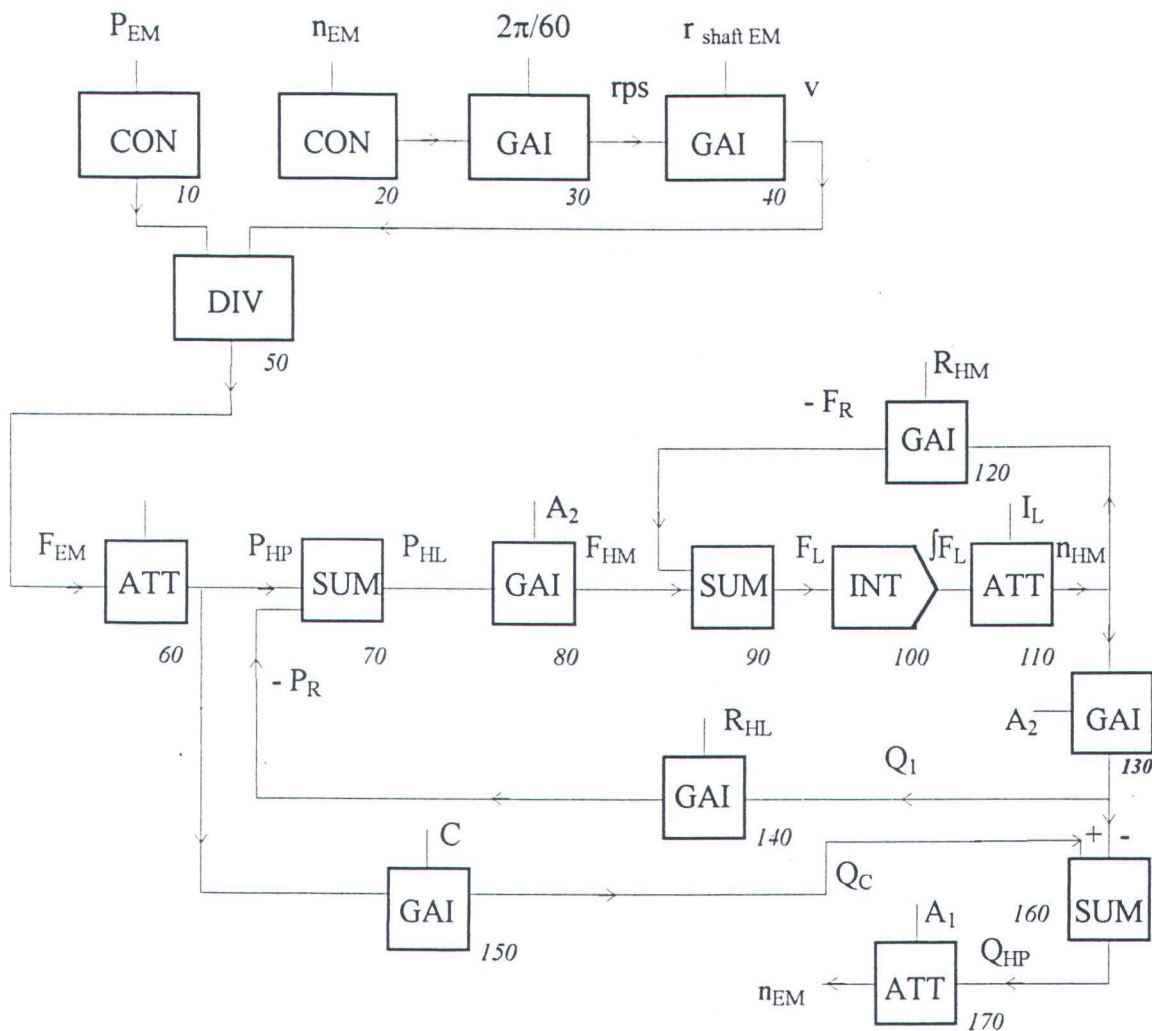
max. torque : 13,9 kNm

Hasil running program dengan masukan data perhitungan seperti diatas (listing terlampir) dilakukan untuk perhitungan konstanta yang dipakai sebagai nilai awal program tersebut.

Bentuk diagram blok Gambar 3-2. diatas setelah dialihkan ke dalam bahasa TutSim™ adalah sebagai berikut :



(a)



(b)

Gambar 4-1 (a-b). Diagram blok program TutSim™ untuk sistem hydraulic bow thruster.

Perhitungan konstanta yang dipergunakan sebagai masukan pada diagram blok Gambar 4-1. diatas adalah sebagai berikut :

1. Pada blok TutSim gambar (a), mencari nilai inertive load dengan data dari unit propeller. Nilai I_L adalah $12 \text{ kgm}^2 - 19 \text{ kgm}^2$.
2. Nilai RPM diambil dari RPM motor listrik sebesar 1000.

3. Nilai resistive effect dari kopling fleksibel diambil dari data SKF Coupling dengan variasi R_{FC} antara 5 - 15 %. Diambil nilai tahanan terbesar yaitu 15 %.
4. Resistive effect dari air laut pada kerja thruster, untuk pelayaran Asia bernilai antara 25 - 30 %. Diambil nilai tahanan terbesar yaitu 30 %.
5. Nilai friksi dari pipa-pipa hidrolik (R_{HL}), sesuai tabel material sebesar 20%.
6. Mencari nilai inerti dan capacitive dari motor listrik :

$$P = V \cdot i \quad , \text{ maka } i = 1200000 / 440 = 2727,2727 \text{ Ampere}$$

$$\text{maka } i = \epsilon / i \cdot 1/\omega = 440 / 2727,2727 \cdot 1 / 16,6667 = 9,68 \cdot 10^{-3} \text{ Henry}$$

$$C = i / \epsilon \cdot 1/\omega = 2727,2727 / 440 \cdot 1 / 16,6667 = 0,372 \text{ Farad}$$

7. Mencari nilai v_f sebagai transformer :

$$T_i = 1/v_f \cdot P_{HL} \quad \text{nilai } P_{HL} \text{ diambil dari tekanan output pompa yaitu sebesar 6 Mpa.}$$

$$\begin{aligned} T_i &= \text{daya motor listrik} / \text{putaran (detik)} \\ &= 1200000 / 16,6667 = 72000 \text{ kg m}^2/\text{det}^2 \end{aligned}$$

$$\text{maka } v_f = T_i / P_{HL} = 0,012 \text{ m}^3.$$

8. Pada blok TutSim gambar (b), Setelah melakukan eksekusi program dengan masukan nilai :

$$P_{EM} = 1200 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$n_{EM} = 1000 \quad , \text{ maka pada blok 50 dihasilkan keluaran nilai untuk } F_{EM} \text{ sebesar } 208350 \text{ N} = 208,350 \text{ kN.}$$

Dengan acuan nilai $P_{HP} = P_{HL}$ sebesar 6 MPa = $6 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ akan diperoleh :

$$TF_1 = A_1 = F_{EM} / P_{HP} = 0,034725 \text{ m}^2$$

9. Dengan metode yang sama untuk mencari $TF_2 = A_2$ yaitu pada keluaran blok 70, P_{HL} yang dipengaruhi oleh efek resistive perpipaan mempunyai nilai :

$$P_{HL} = 5,99 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Dengan acuan nilai torsi motor hidrolik sebesar 13,9 kNm = 13,9.103 Nm dan diameter output shaft = 84 mm = 0,084 m maka :

$$\text{torque} = \text{force} \times l$$

$$\text{---> force} = 13,9 \cdot 10^3 / (0,084/2) = 339024,3902 \text{ N} = 339,02 \text{ kN.}$$

$$\text{Sehingga } TF_2 = A_2 = F_{HM} / P_{HL} = 0,056598395 \text{ m.}$$

10. Dari data unit propeller, IL = 12 kgm² (kondisi di udara)

sampai IL = 19 kgm² (kondisi di air)

data - data tersebut dibuat masukan untuk konstanta IL pada blok 110.

11. Efisiensi kerja dari motor hidrolik berkisar antara 85 - 95 % (spesifikasi teknis STAFFA MOTORS) sehingga nilai pengaruh efek resistive (R_{HM}) motor tersebut berkisar antara 0,05 - 0,15.

12. Pada pompa hidrolik, fluida kerja yang dipakai akan mempunyai karakteristik capasitive yaitu fluida sesuai viskositasnya mempunyai selang waktu tertentu saat terjadi penekanan sebelum dapat meneruskan gaya yang diterima sehingga efek capasitive disini diasumsikan senilai 0,078 yaitu sesuai spesifikasi teknis fluida kerja yang bersangkutan.

4.2. ANALISA PERFORMANSI SISTEM.

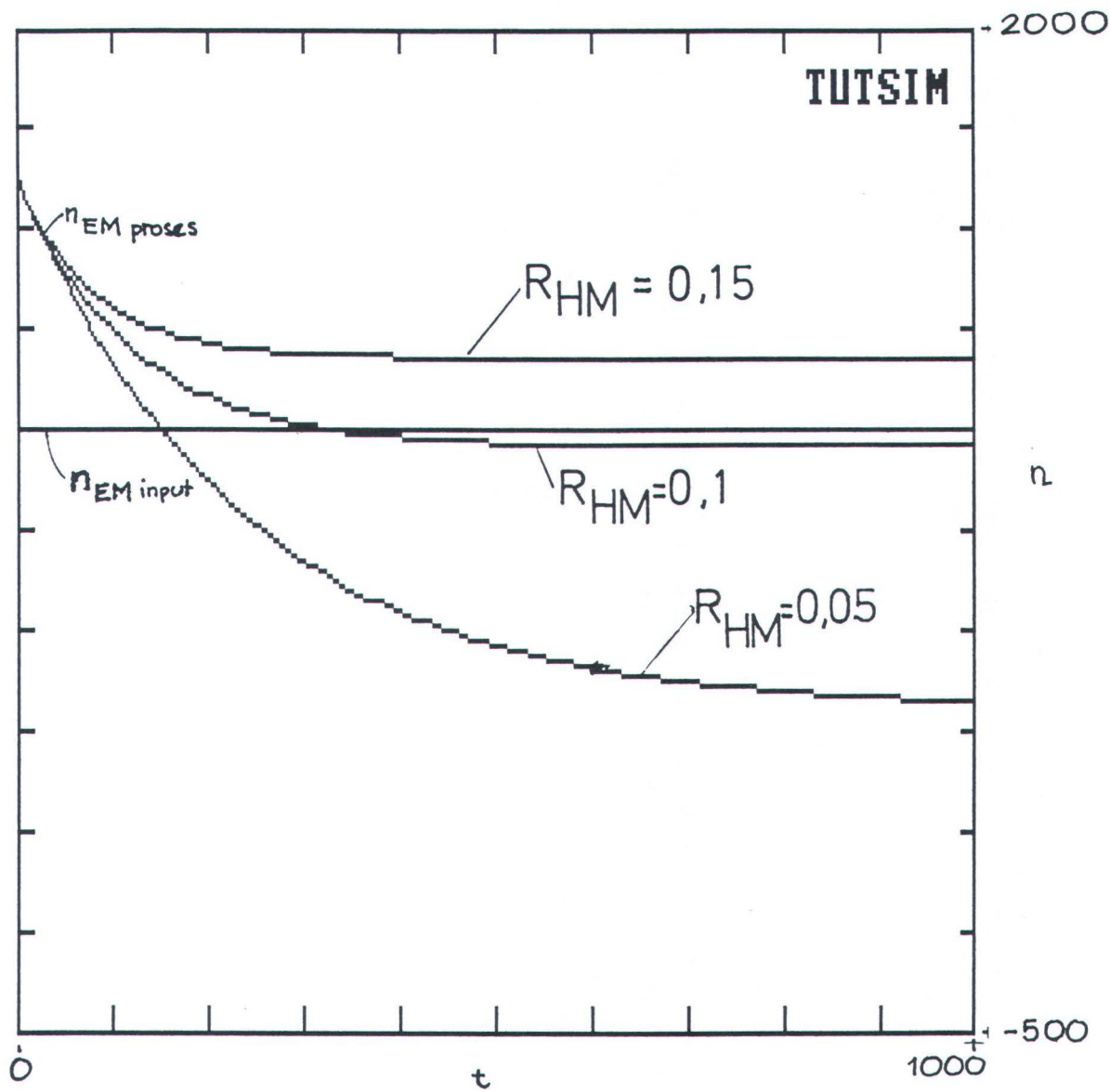
4.2.1. Performansi sistem dengan masukan n_{EM} vs. keluaran n_{EM} dari sistem sebagai kontrol sistem.

Dengan eksekusi program untuk mengetahui nilai n_{EM} dan sebagai cross check ditentukan keluaran n_{EM} hasil eksekusi sistem maka hasil/ output yang diinginkan adalah pada blok 20 dan blok 170 adalah kontrol outputnya.

Variabel input yang dilakukan penggantian (multi running) adalah pada blok 110 yaitu *inertive load* yang berkisar antara 12 - 19 kgm² dan *efek resistive* pada motor hidrolik yang berkisar antara 0,05 - 0,15 pada blok 120.

Keluaran proses adalah sebagai berikut :

a. Untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,05 \text{ -- } 0,15$, output grafisnya adalah sebagai berikut :



Gambar 4-1. n_{EM} input v. n_{EM} proses

Eksekusi program dengan hasil numerik (numerical result) gbr. 4-1 diatas adalah sebagai berikut :

- Untuk nilai $R_{HM} = 0,05$:

150.0000	1.000E+03	1.007E+03
151.0000	1.000E+03	1.004E+03
152.0000	1.000E+03	1.001E+03
153.0000	1.000E+03	998.1970
154.0000	1.000E+03	995.2870
155.0000	1.000E+03	992.3890
156.0000	1.000E+03	989.5040

2.767E+03	1.000E+03	307.1980
2.768E+03	1.000E+03	307.1980
2.769E+03	1.000E+03	307.1980
2.770E+03	1.000E+03	307.1970
2.771E+03	1.000E+03	307.1970
2.772E+03	1.000E+03	307.1970
2.773E+03	1.000E+03	307.1970

pada waktu ke $t = 153$ ----> nilai $n_{EM \text{ proses}} = 998,1970$ rpm.

pada waktu ke $t = 2770$ ----> nilai n_{EM} mencapai kestabilan yaitu

$$n_{EM \text{ proses}} = 307,1970 \text{ rpm.}$$

- Untuk nilai $R_{HM} = 0,1$:

338.0000	1.000E+03	1.000E+03
339.0000	1.000E+03	1.000E+03
340.0000	1.000E+03	1.000E+03
341.0000	1.000E+03	999.9490
342.0000	1.000E+03	999.6310
343.0000	1.000E+03	999.3170
344.0000	1.000E+03	999.0050

1.455E+03	1.000E+03	961.9670
1.456E+03	1.000E+03	961.9670
1.457E+03	1.000E+03	961.9660
1.458E+03	1.000E+03	961.9660
1.459E+03	1.000E+03	961.9660
1.460E+03	1.000E+03	961.9660
1.461E+03	1.000E+03	961.9660

pada waktu ke t = 338 ----> nEM proses = 1000 rpm

pada waktu ke t = 1457 ----> kestabilan terjadi pada nilai nEM proses =
961,9660 rpm.

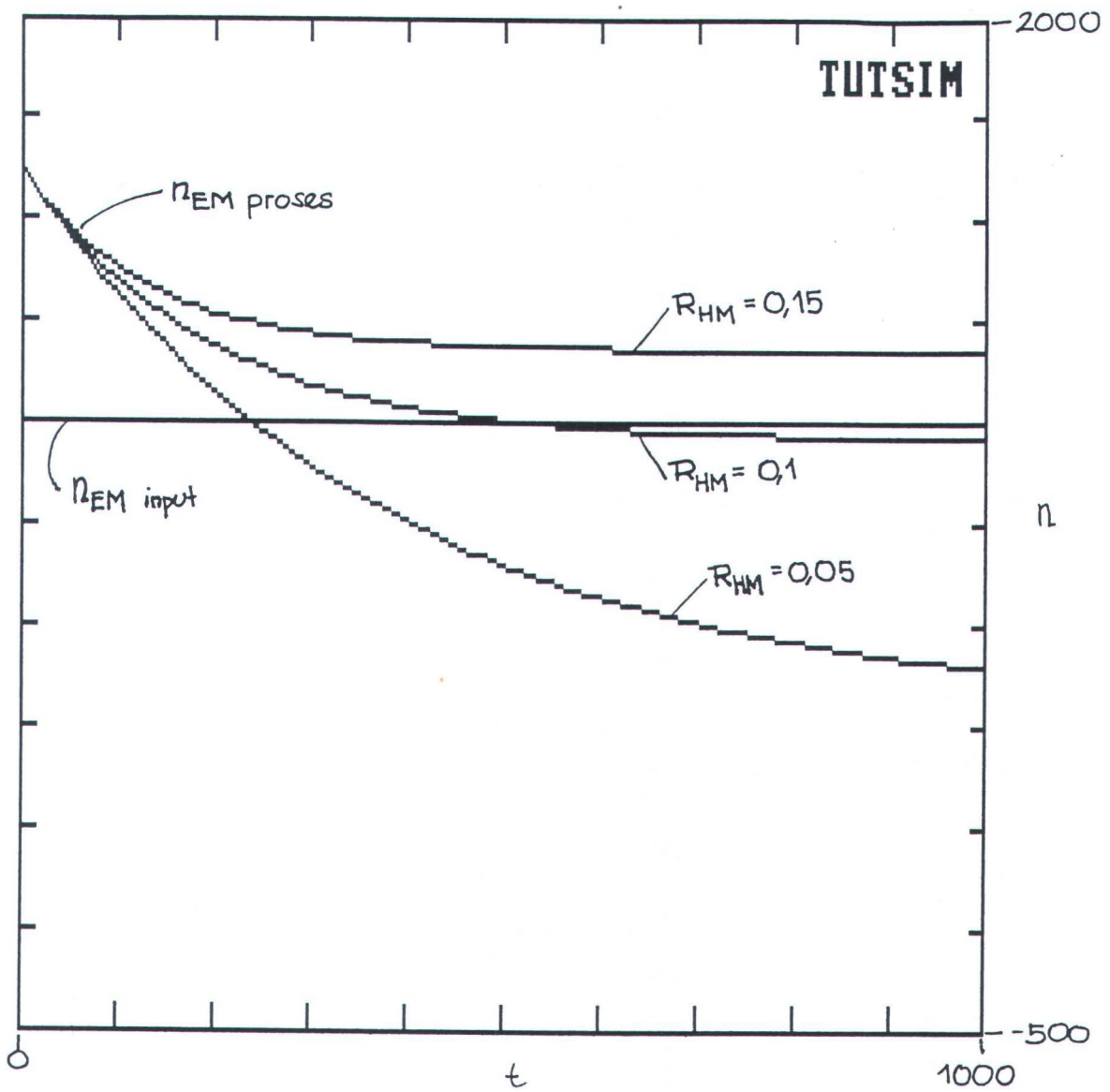
- Untuk nilai RHM = 0,15 :

pada waktu ke t = 493 ----> kestabilan terjadi pada nEM proses = 1182 rpm.

490.0000	1.000E+03	1.183E+03
491.0000	1.000E+03	1.183E+03
492.0000	1.000E+03	1.183E+03
493.0000	1.000E+03	1.182E+03
494.0000	1.000E+03	1.182E+03
495.0000	1.000E+03	1.182E+03
496.0000	1.000E+03	1.182E+03



b. Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,05 \text{ -- } 0,15$, grafiknya adalah :



Gambar 4-2. n_{EM} input v. n_{EM} proses.

Hasil eksekusi secara numerik gbr. 4-2 diatas adalah sebagai berikut :

- Untuk nilai $R_{HM} = 0,05$:

239.0000	1.000E+03	1.004E+03
240.0000	1.000E+03	1.002E+03
241.0000	1.000E+03	1.000E+03
242.0000	1.000E+03	998.6590
243.0000	1.000E+03	996.8190
244.0000	1.000E+03	994.9830
245.0000	1.000E+03	993.1520

4.124E+03	1.000E+03	307.2080
4.125E+03	1.000E+03	307.2080
4.126E+03	1.000E+03	307.2070
4.127E+03	1.000E+03	307.2070
4.128E+03	1.000E+03	307.2070
4.129E+03	1.000E+03	307.2070
4.130E+03	1.000E+03	307.2070

pada waktu ke $t = 242$ ----> nilai $n_{EM \text{ proses}} = 998,6590 \text{ rpm}$

pada waktu ke $t = 4126$ ---> kestabilan terjadi pada nilai $n_{EM \text{ proses}} =$
307,207 rpm.

- Untuk nilai $R_{HM} = 0,1$:

533.0000	1.000E+03	1.001E+03
534.0000	1.000E+03	1.001E+03
535.0000	1.000E+03	1.000E+03
536.0000	1.000E+03	1.000E+03
537.0000	1.000E+03	1.000E+03

2.198E+03	1.000E+03	961.9690
2.199E+03	1.000E+03	961.9690
2.200E+03	1.000E+03	961.9680
2.201E+03	1.000E+03	961.9680
2.202E+03	1.000E+03	961.9680
2.203E+03	1.000E+03	961.9680

pada waktu ke $t = 535$ ----> nilai $n_{EM \text{ proses}} = 1000 \text{ rpm}$

pada waktu ke $t = 2200$ ---> nilai $n_{EM \text{ proses}}$ stabil yaitu = 961,9680 rpm.

Tugas Akhir (NE 1701)

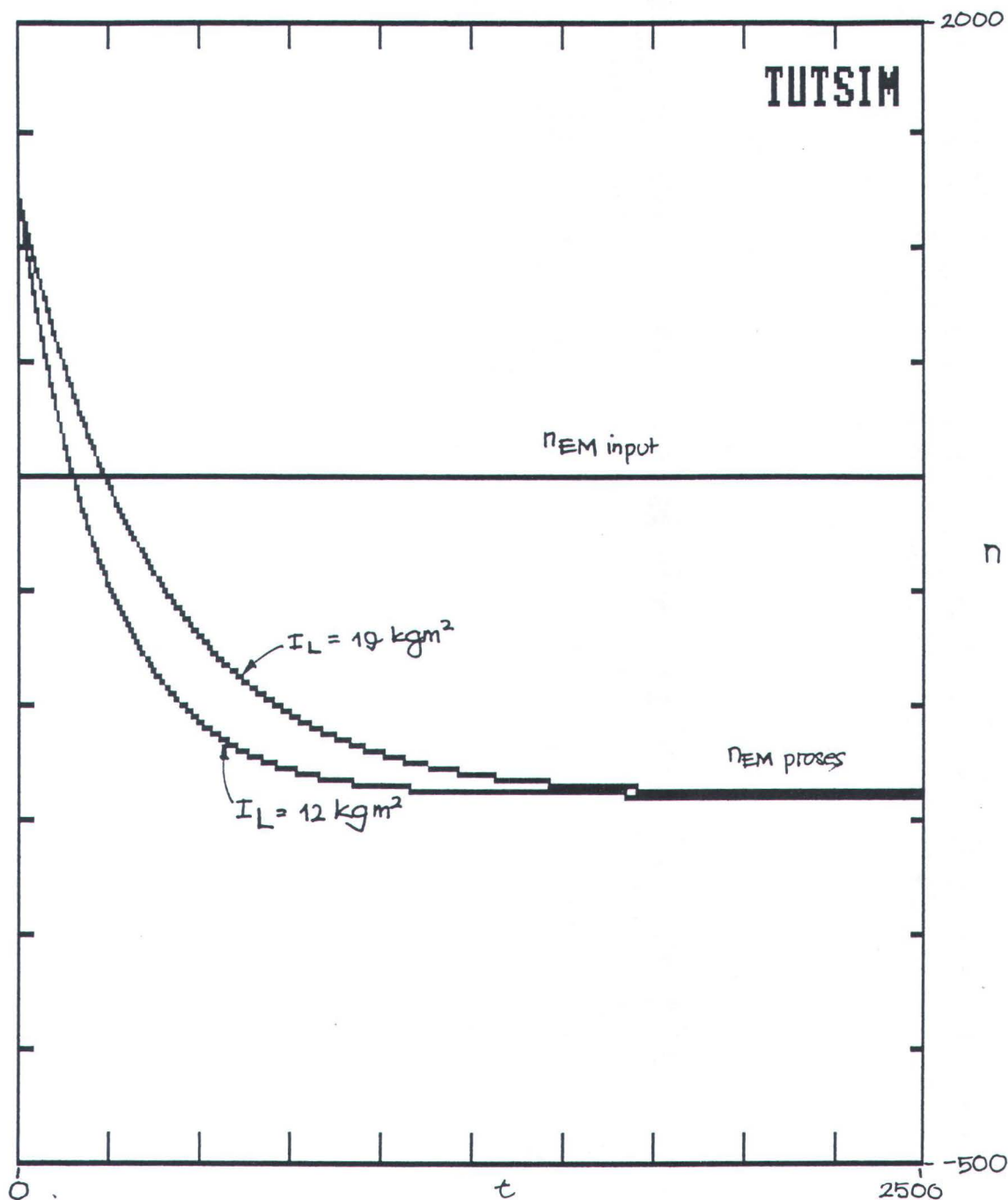
- Untuk nilai RHM = 0,15 :

pada waktu ke $t = 780$ ----> nilai nEM proses stabil , yaitu = 1182 rpm.

777.0000	1.000E+03	1.183E+03
778.0000	1.000E+03	1.183E+03
779.0000	1.000E+03	1.183E+03
780.0000	1.000E+03	1.182E+03
781.0000	1.000E+03	1.182E+03
782.0000	1.000E+03	1.182E+03
783.0000	1.000E+03	1.182E+03
784.0000	1.000E+03	1.182E+03
785.0000	1.000E+03	1.182E+03

c. Sebagai uji keluaran (output matching) adalah melakukan eksekusi program dengan variabel perubah $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dengan masing-masing nilai R_{HM} .

- Untuk nilai $R_{HM} = 0,05$ maka grafiknya adalah :



Gambar 4-3. Inertive load I_L v. $n_{EM} \text{ input}$.

Tugas Akhir (NE 1701)

Hasil eksekusi secara numerik dari gbr.4-3 diatas :

- Untuk nilai IL = 12 kgm2 dan RHM = 0,05 :

150.0000	1.000E+03	1.007E+03
151.0000	1.000E+03	1.004E+03
152.0000	1.000E+03	1.001E+03
153.0000	1.000E+03	998.1970
154.0000	1.000E+03	995.2870
155.0000	1.000E+03	992.3890

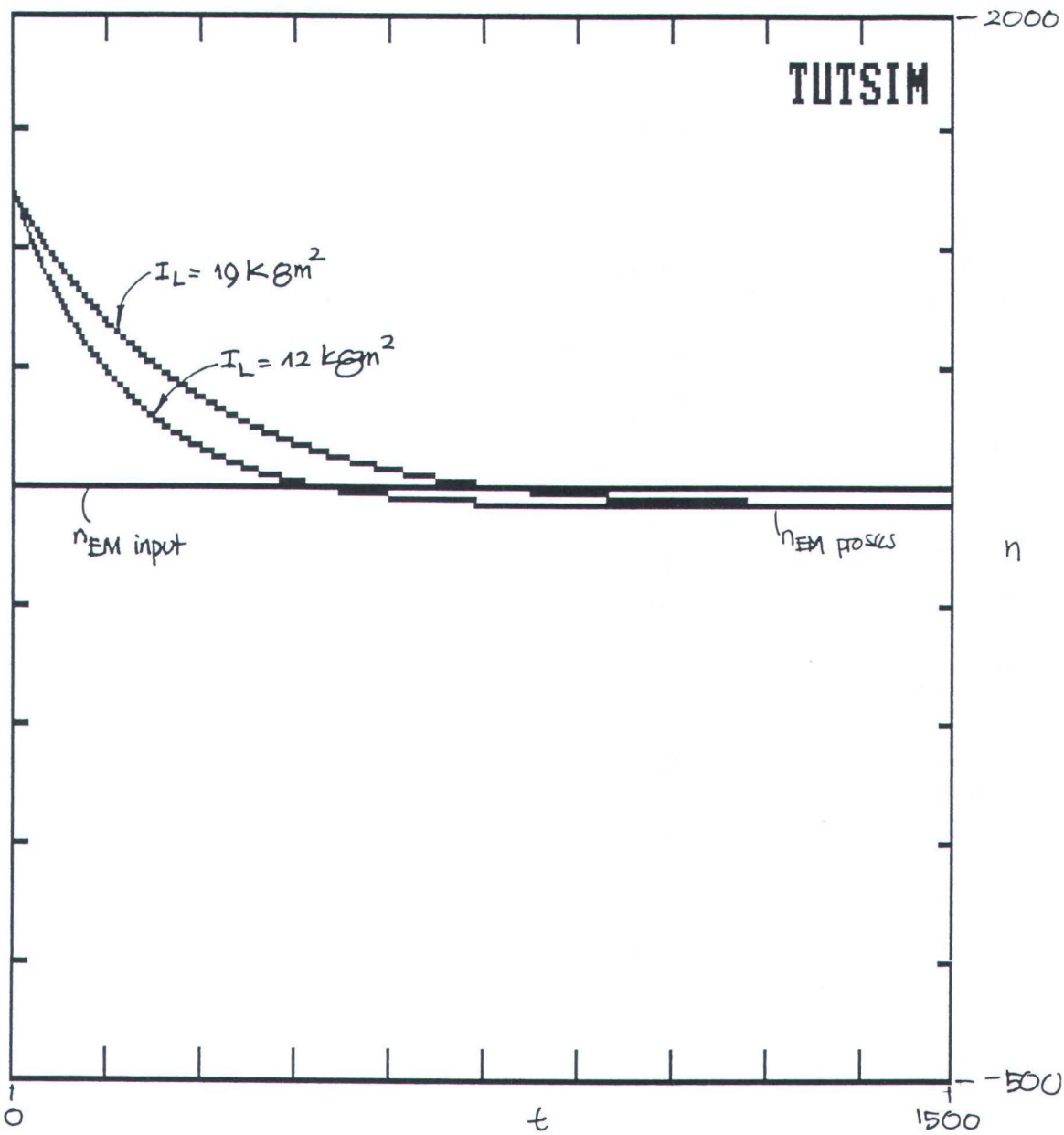
2.767E+03	1.000E+03	307.1980
2.768E+03	1.000E+03	307.1980
2.769E+03	1.000E+03	307.1980
2.770E+03	1.000E+03	307.1970
2.771E+03	1.000E+03	307.1970
2.772E+03	1.000E+03	307.1970

- Untuk nilai IL = 19 kgm2 dan RHM = 0,05 :

239.0000	1.000E+03	1.004E+03
240.0000	1.000E+03	1.002E+03
241.0000	1.000E+03	1.000E+03
242.0000	1.000E+03	998.6590
243.0000	1.000E+03	996.8190
244.0000	1.000E+03	994.9830
245.0000	1.000E+03	993.1520

4.124E+03	1.000E+03	307.2080
4.125E+03	1.000E+03	307.2080
4.126E+03	1.000E+03	307.2070
4.127E+03	1.000E+03	307.2070
4.128E+03	1.000E+03	307.2070
4.129E+03	1.000E+03	307.2070
4.130E+03	1.000E+03	307.2070

- Untuk nilai RHM = 0,1 maka grafiknya adalah :



Gambar 4-4. Inertive load IL v. nEM input.

Hasil eksekusi secara numerik adalah sebagai berikut :

- Untuk nilai IL = 12 kgm2 dan RHM = 0,1 :

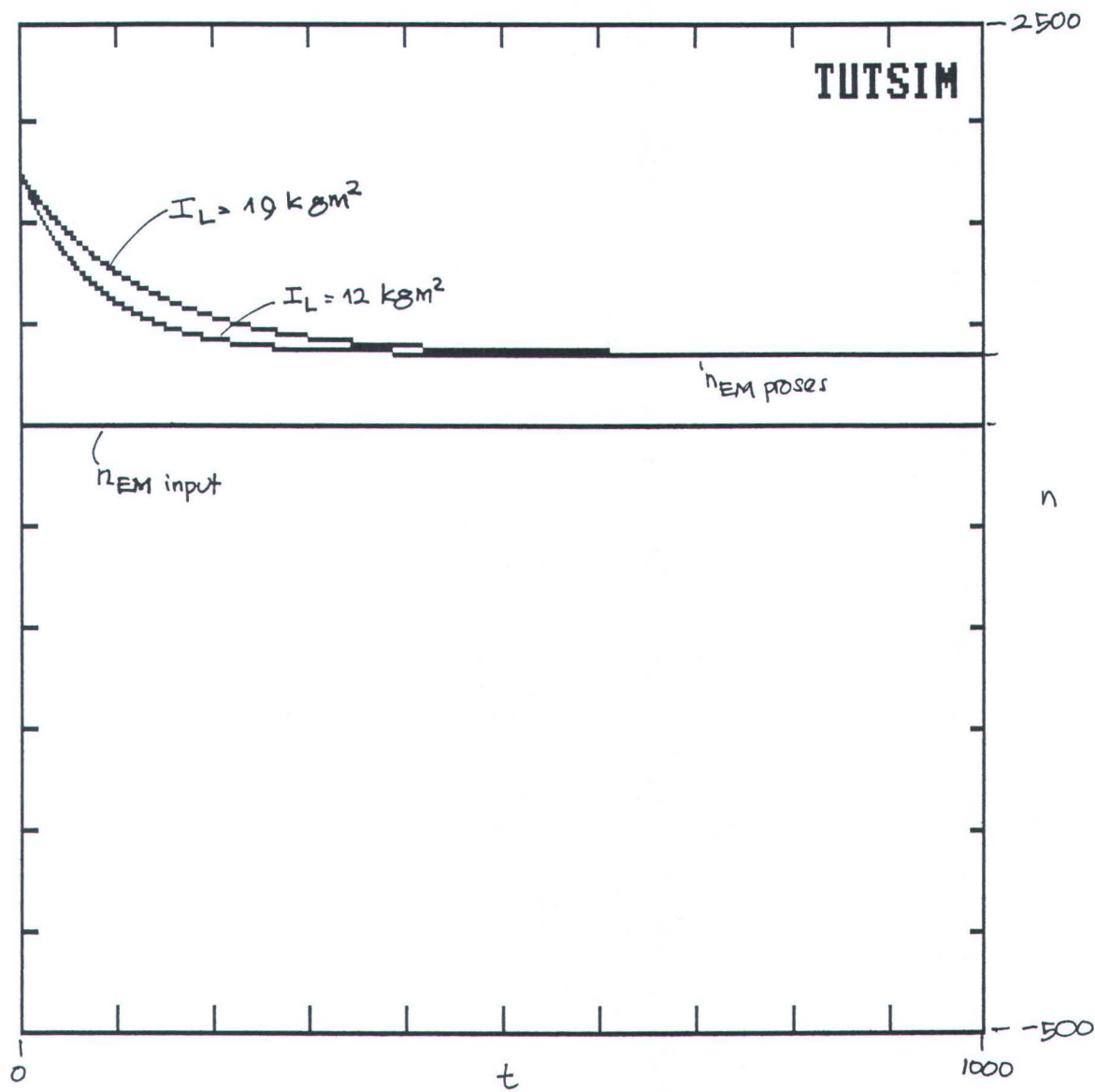
337.0000	1.000E+03	1.001E+03
338.0000	1.000E+03	1.000E+03
	1.456E+03	1.000E+03 961.9670
	1.457E+03	1.000E+03 961.9660

Tugas Akhir (NE 1701)

- Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,1$:

534.0000	1.000E+03	1.001E+03
535.0000	1.000E+03	1.000E+03
	2.003E+03	1.000E+03 961.9800
	2.004E+03	1.000E+03 961.9790

- Untuk nilai $R_{HM} = 0,15$, output grafiknya adalah :



Gambar 4-5. Inertive load I_L v. n_{EM} input.

Tugas Akhir (NE 1701)

Hasil eksekusi secara numerik adalah sebagai berikut :

- Untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,15$:

485.0000	1.000E+03	1.183E+03
486.0000	1.000E+03	1.183E+03
487.0000	1.000E+03	1.183E+03
488.0000	1.000E+03	1.183E+03
489.0000	1.000E+03	1.183E+03
490.0000	1.000E+03	1.183E+03
491.0000	1.000E+03	1.183E+03
492.0000	1.000E+03	1.183E+03
493.0000	1.000E+03	1.182E+03
494.0000	1.000E+03	1.182E+03
495.0000	1.000E+03	1.182E+03
496.0000	1.000E+03	1.182E+03

- Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,15$:

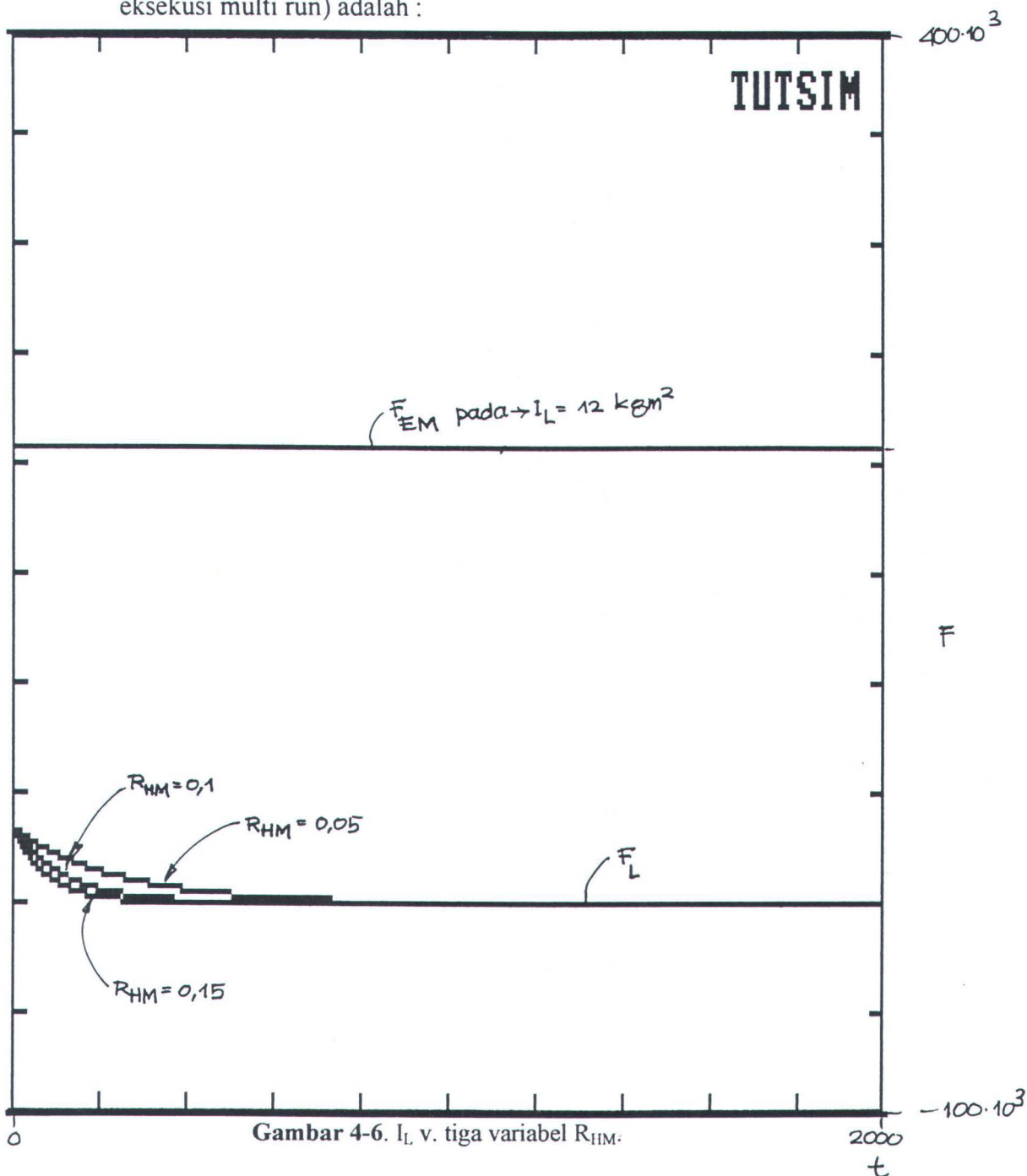
772.0000	1.000E+03	1.183E+03
773.0000	1.000E+03	1.183E+03
774.0000	1.000E+03	1.183E+03
775.0000	1.000E+03	1.183E+03
776.0000	1.000E+03	1.183E+03
777.0000	1.000E+03	1.183E+03
778.0000	1.000E+03	1.183E+03
779.0000	1.000E+03	1.183E+03
780.0000	1.000E+03	1.183E+03
780.0000	1.000E+03	1.182E+03
781.0000	1.000E+03	1.182E+03
782.0000	1.000E+03	1.182E+03
783.0000	1.000E+03	1.182E+03
784.0000	1.000E+03	1.182E+03

4.2.2. Performansi sistem dengan masukan F_{EM} dan sebagai pembanding adalah gaya perlawanan F_L .

Pemilihan nilai pembanding F_L pada blok 90 difungsikan untuk dapat mengetahui unjuk kerja dari motor hidrolik karena disini yang dipakai sebagai variabel perubah adalah efek resistive dari motor hidrolik tersebut yaitu dari blok 120 dengan dua kondisi inertive load, masing-masing adalah $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dari blok 110. Dengan mengetahui nilai F_L dapat ditentukan besar nilai efek resistive (R_{HM}) yang paling optimal dalam sistem tersebut.

Keluaran proses adalah sebagai berikut :

- a. Untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan nilai efek resistive motor hidrolik diambil tiga variabel masing-masing : $R_{HM} = 0,05$; $0,1$ dan $0,15$ maka grafiknya (dengan eksekusi multi run) adalah :



Gambar 4-6. I_L v. tiga variabel R_{HM} .

Hasil eksekusi (numerical result) adalah sebagai berikut :

- Untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,05$:

2.769E+03	208.350E+03	0.2578130
2.770E+03	208.350E+03	0.2539060
2.771E+03	208.350E+03	0.2500000
2.772E+03	208.350E+03	0.2500000
2.773E+03	208.350E+03	0.2500000
2.774E+03	208.350E+03	0.2500000

pada : $t = 0 \rightarrow F_{EM} = 208350 \text{ N}$
 $t = 0 \rightarrow F_L = 33958 \text{ N}$
 $t = 2771 \rightarrow \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,25 \text{ N}$

- Untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,1$:

1.474E+03	208.350E+03	0.1328130
1.475E+03	208.350E+03	0.1289060
1.476E+03	208.350E+03	0.1289060
1.477E+03	208.350E+03	0.1250000
1.478E+03	208.350E+03	0.1250000
1.479E+03	208.350E+03	0.1250000

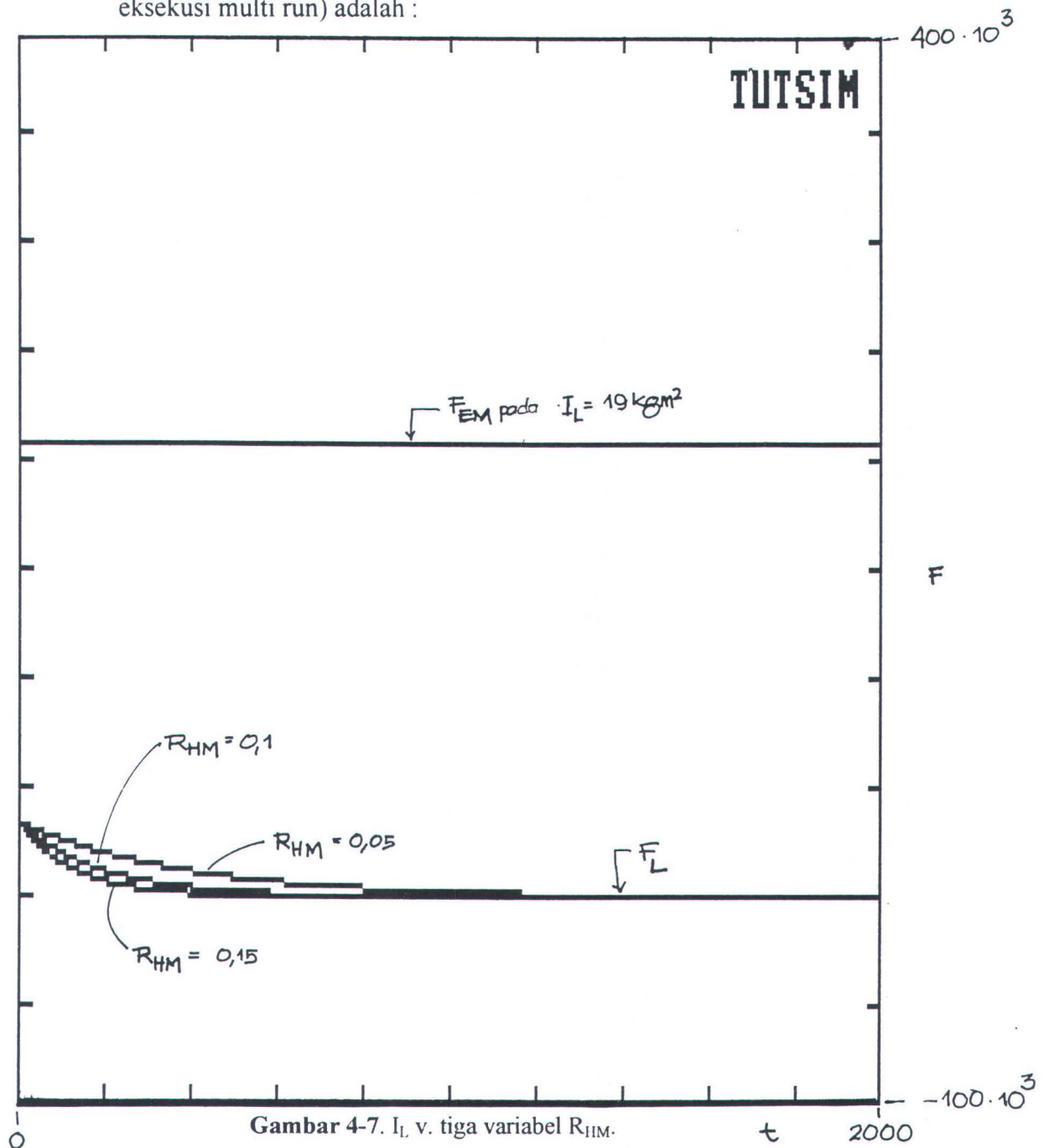
pada : $t = 0 \rightarrow F_{EM} = 208350 \text{ N}$
 $t = 0 \rightarrow F_L = 33958 \text{ N}$
 $t = 1447 \rightarrow \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,125 \text{ N}$

- Untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,15$:

984.0000	208.350E+03	0.1367190
985.0000	208.350E+03	0.1328130
986.0000	208.350E+03	0.1289060
987.0000	208.350E+03	0.1250000
988.0000	208.350E+03	0.1250000
989.0000	208.350E+03	0.1250000

pada : $t = 0 \rightarrow F_{EM} = 208350 \text{ N}$
 $t = 0 \rightarrow F_L = 33958 \text{ N}$
 $t = 987 \rightarrow \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,125 \text{ N}$

- b. Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan nilai efek resistive motor hidrolik diambil tiga variabel masing-masing : $R_{HM} = 0,05$; $0,1$ dan $0,15$ maka grafiknya (dengan eksekusi multi run) adalah :



Gambar 4-7. I_L v. tiga variabel R_{HM} .

Hasil eksekusi (numerical result) adalah sebagai berikut :

- Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,05$:

4.127E+03	208.350E+03	0.5117190
4.128E+03	208.350E+03	0.5078130
4.129E+03	208.350E+03	0.5039060
4.130E+03	208.350E+03	0.5000000
4.131E+03	208.350E+03	0.5000000
4.132E+03	208.350E+03	0.5000000

pada : $t = 0 \text{ -----} > F_{EM} = 208350 \text{ N}$
 $t = 0 \text{ -----} > F_L = 33958 \text{ N}$
 $t = 4130 \text{ ---} > \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,5 \text{ N}$

- Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,1$:

2.205E+03	208.350E+03	0.2578130
2.206E+03	208.350E+03	0.2539060
2.207E+03	208.350E+03	0.2500000
2.208E+03	208.350E+03	0.2500000
2.209E+03	208.350E+03	0.2500000
2.210E+03	208.350E+03	0.2500000

pada : $t = 0 \text{ -----} > F_{EM} = 208350 \text{ N}$
 $t = 0 \text{ -----} > F_L = 33958 \text{ N}$
 $t = 2206 \text{ ---} > \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,25 \text{ N}$

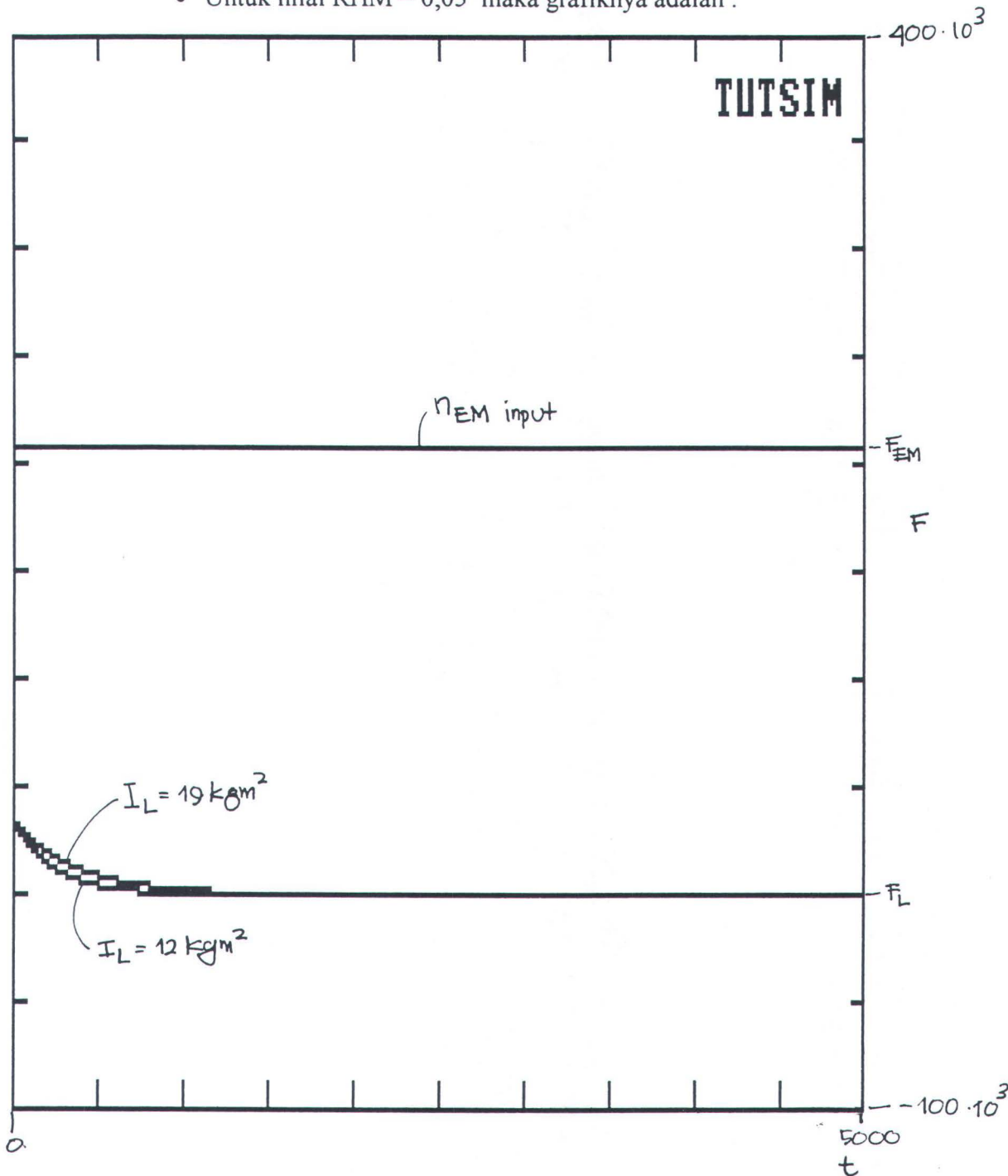
- Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,15$:

1.474E+03	208.350E+03	0.2617190
1.475E+03	208.350E+03	0.2578130
1.476E+03	208.350E+03	0.2539060
1.477E+03	208.350E+03	0.2500000
1.478E+03	208.350E+03	0.2500000
1.479E+03	208.350E+03	0.2500000

pada : $t = 0 \text{ -----} > F_{EM} = 208350 \text{ N}$
 $t = 0 \text{ -----} > F_L = 33958 \text{ N}$
 $t = 1447 \text{ ---} > \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,25 \text{ N}$

c. Sebagai uji keluaran (output matching) adalah melakukan eksekusi program dengan variabel perubah $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dengan masing-masing nilai R_{HM} .

- Untuk nilai $R_{HM} = 0,05$ maka grafiknya adalah :



Gambar 4-8. Inertive load I_L v. $n_{EM} \text{ input}$.

Hasil eksekusi (numerical result) adalah sebagai berikut :

- Untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,05$:

pada : $t = 0 \text{ -----} > F_{EM} = 208350 \text{ N}$

$t = 0 \text{ -----} > F_L = 33958 \text{ N}$

$t = 2771 \text{ ---} > \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,25 \text{ N}$

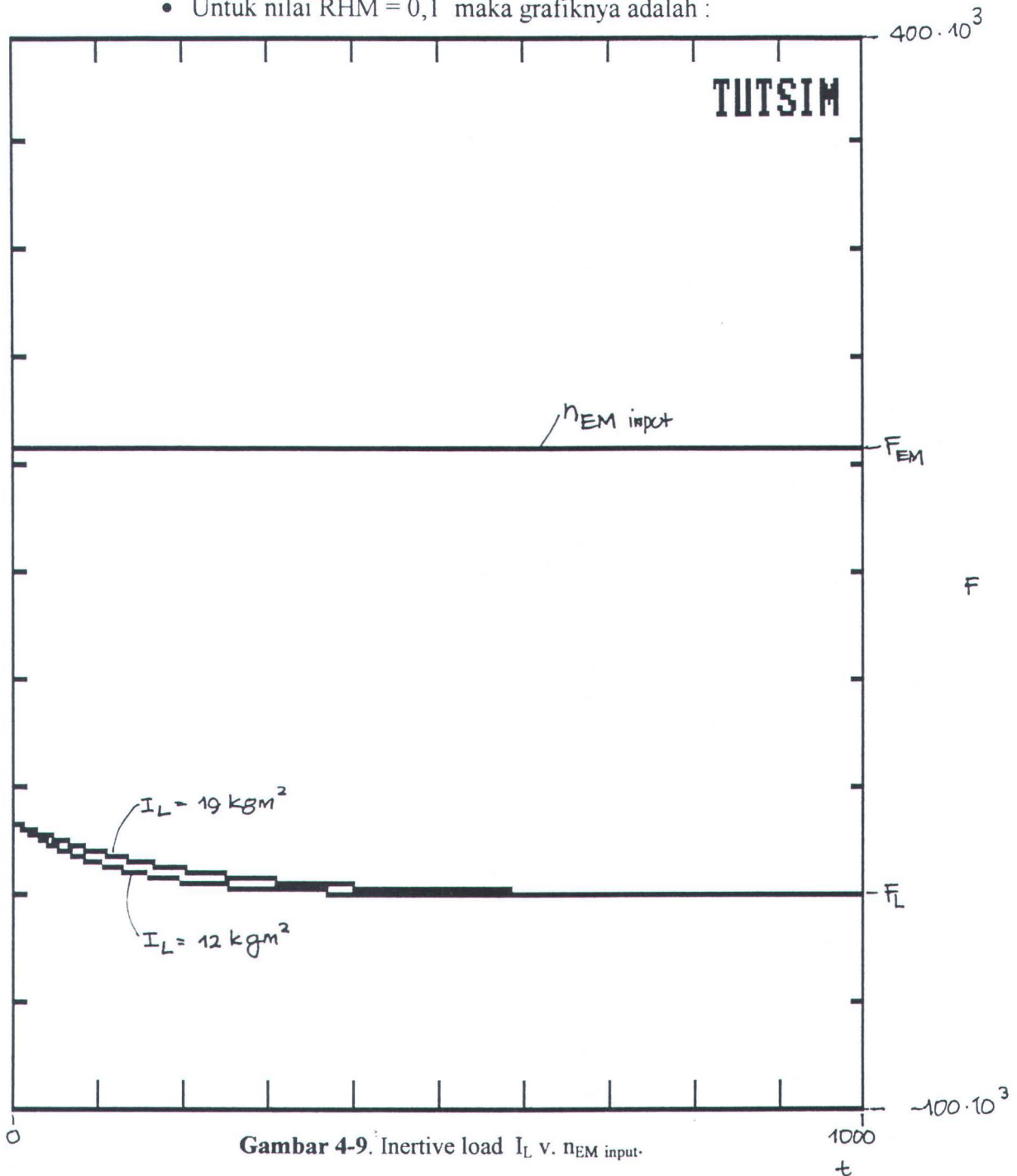
- Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,05$:

pada : $t = 0 \text{ -----} > F_{EM} = 208350 \text{ N}$

$t = 0 \text{ -----} > F_L = 33958 \text{ N}$

$t = 4130 \text{ ---} > \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,5 \text{ N}$

- Untuk nilai $R_{HM} = 0,1$ maka grafiknya adalah :



Gambar 4-9. Inertive load I_L v. $n_{EM} \text{ input}$.

Hasil eksekusi (numerical result) adalah sebagai berikut :

- Untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,1$:

pada : $t = 0 \text{ -----} \rightarrow F_{EM} = 208350 \text{ N}$

$t = 0 \text{ -----} \rightarrow F_L = 33958 \text{ N}$

$t = 1447 \text{ ---} \rightarrow$ nilai F_L stabil, yaitu = 0,125 N

Tugas Akhir (NE 1701)

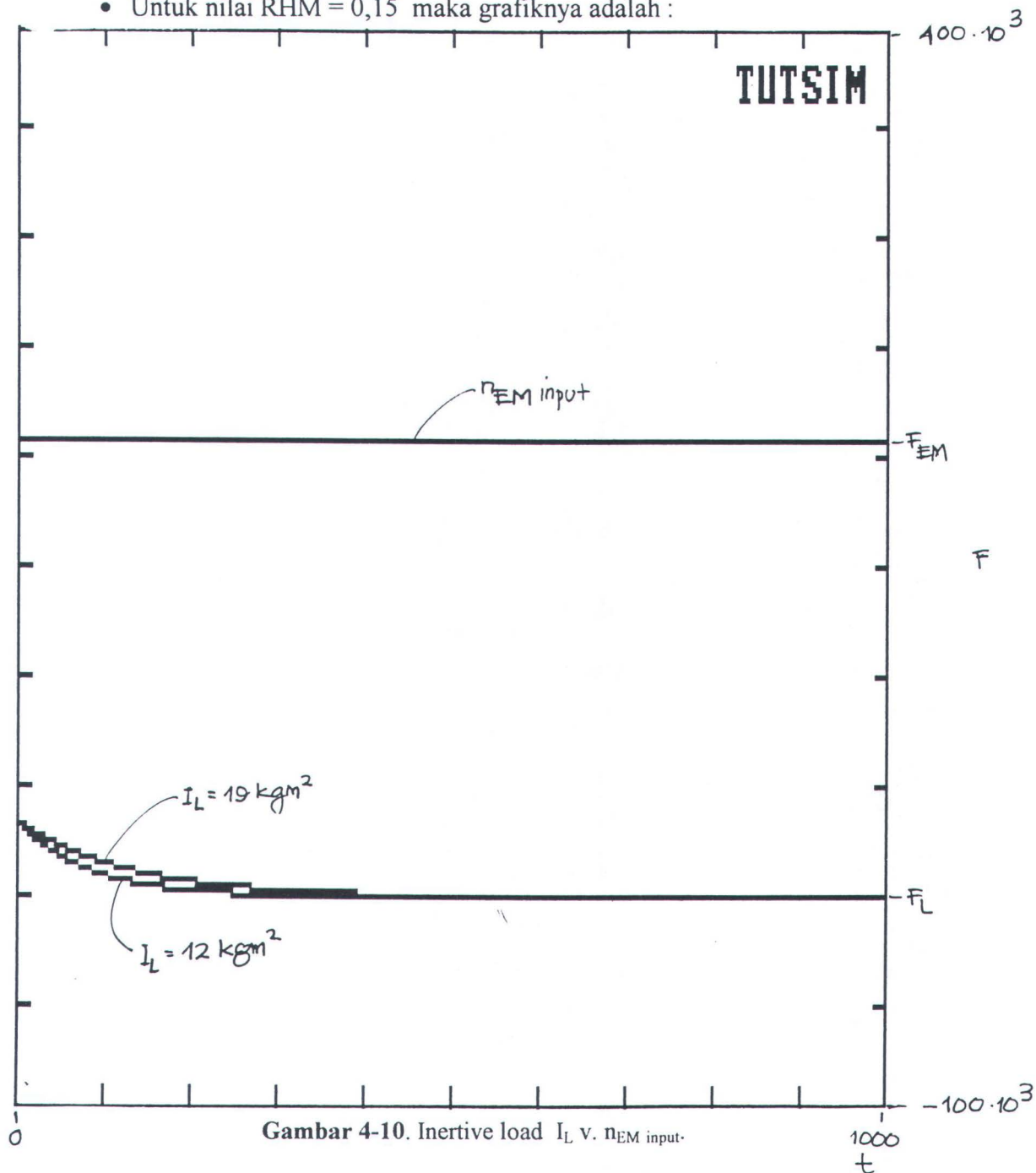
- Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,1$:

pada : $t = 0 \text{ -----} \rightarrow F_{EM} = 208350 \text{ N}$

$t = 0 \text{ -----} \rightarrow F_L = 33958 \text{ N}$

$t = 2206 \text{ ---} \rightarrow$ nilai F_L stabil, yaitu $= 0,25 \text{ N}$

• Untuk nilai $R_{HM} = 0,15$ maka grafiknya adalah :



Gambar 4-10. Inertive load I_L v. n_{EM} input.

Hasil eksekusi (numerical result) adalah sebagai berikut :

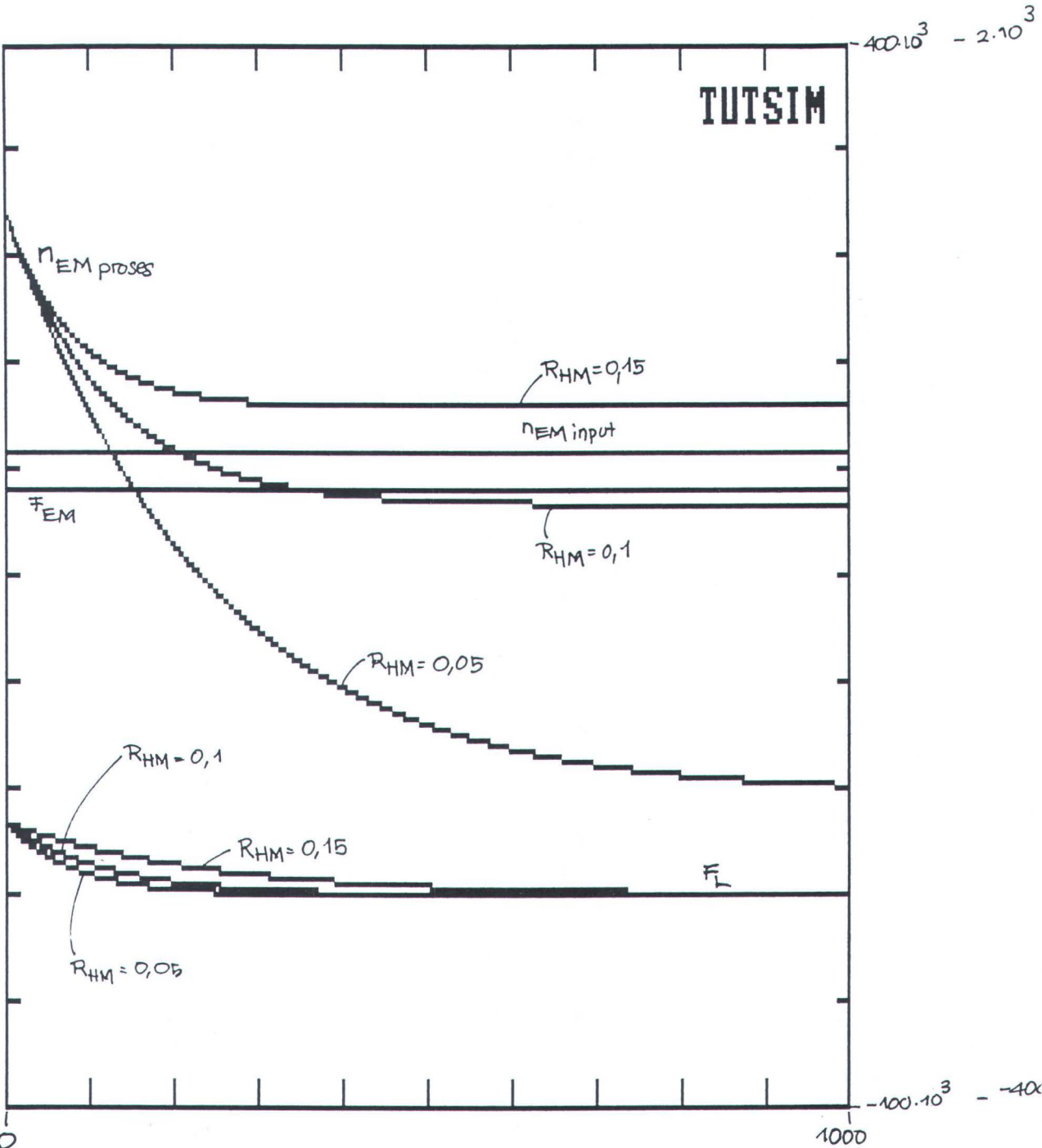
- Untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,15$:

pada : $t = 0 \text{ -----} > F_{EM} = 208350 \text{ N}$
 $t = 0 \text{ -----} > F_L = 33958 \text{ N}$
 $t = 987 \text{ -----} > \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,25 \text{ N}$

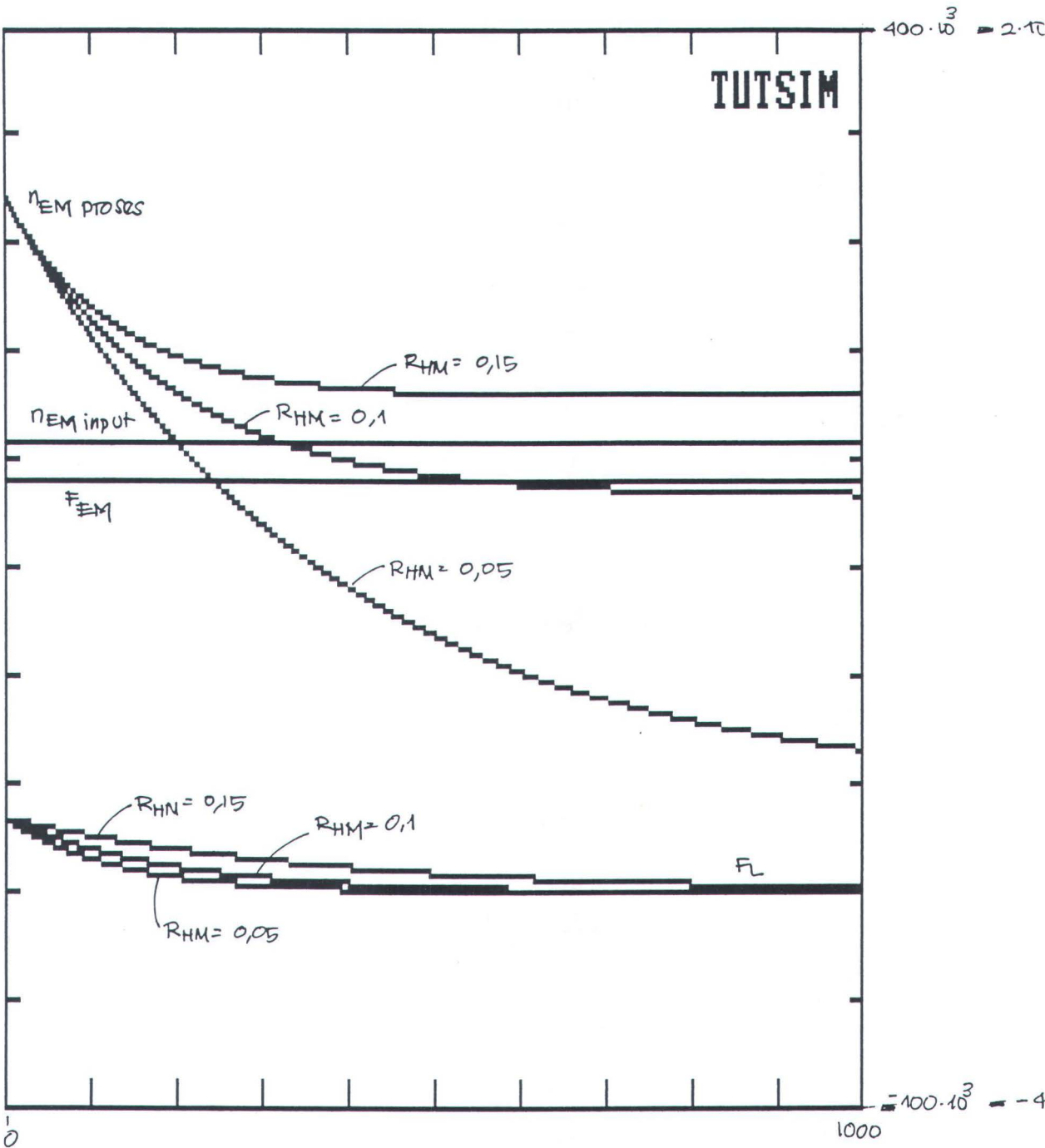
- Untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ dan $R_{HM} = 0,15$:

pada : $t = 0 \text{ -----} > F_{EM} = 208350 \text{ N}$
 $t = 0 \text{ -----} > F_L = 33958 \text{ N}$
 $t = 1447 \text{ ----} > \text{nilai } F_L \text{ stabil, yaitu } = 0,25 \text{ N}$

Untuk penggambaran grafik antara F_{EM} --- F_L dan n_{EM} input --- n_{EM} proses secara bersamaan adalah seperti tampak pada grafik dibawah ini.



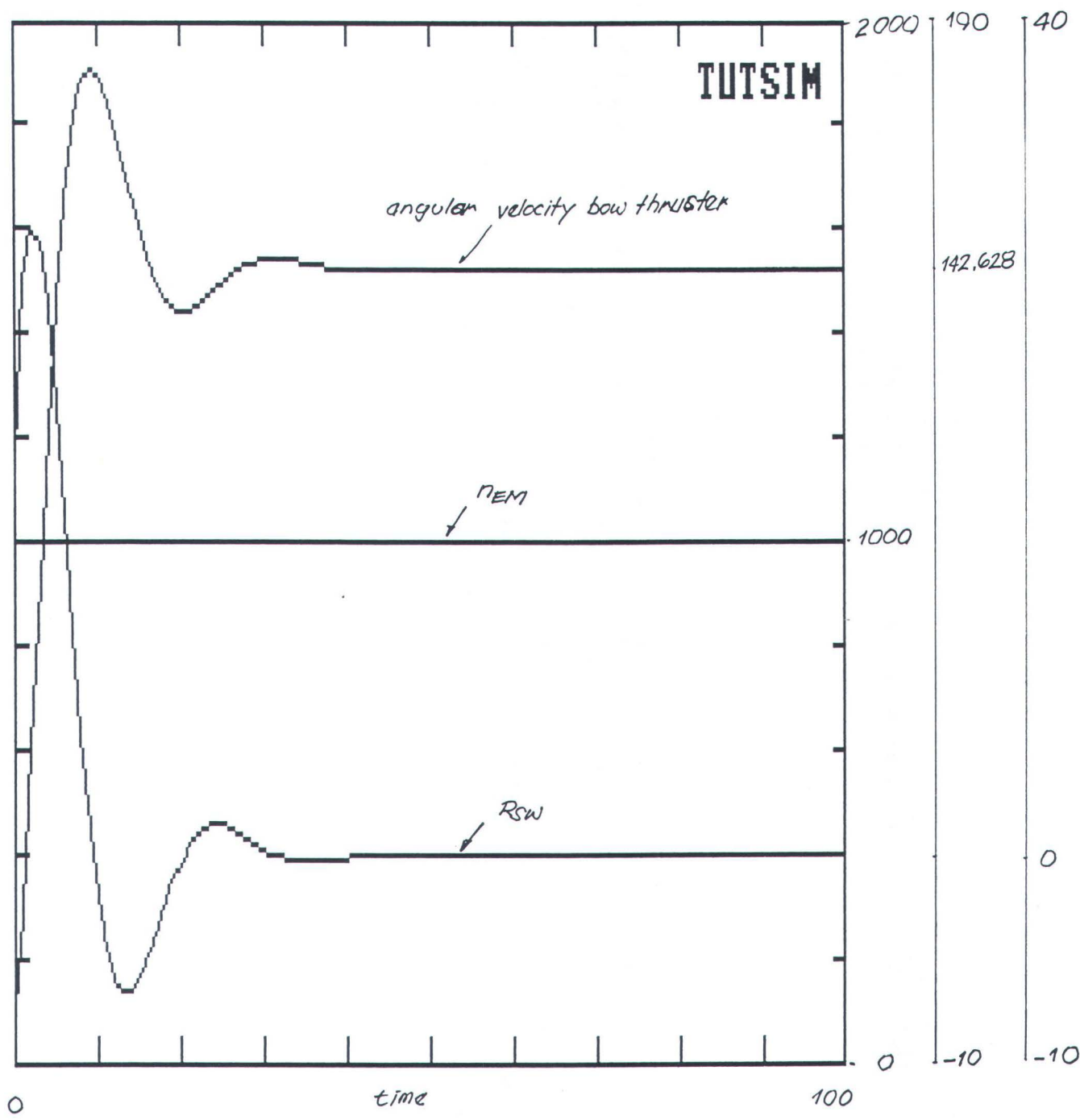
Gambar 4-11. Performansi sistem dengan $I_L = 12 \text{ kgm}^2$.



Gambar 4-12. Performansi sistem dengan $I_L = 19 \text{ kgm}^2$.

4.2.3. Performansi sistem dengan masukan P_{EM} dengan keluaran adalah RPM bow thruster dan efek resistif air laut. Sebagai pembanding adalah RPM input dari motor listrik.

Eksekusi program pada blok TutSim (a) dipakai untuk mengetahui seberapa besar nilai RPM yang bekerja pada bow thruster dan nilai tahanan air laut yang melakukan perlawanan saat sistem bekerja.



Gambar 4-13. Performansi sistem dengan RPM input vs. RPM proses

Hasil eksekusi proses dengan tampilan numerik adalah sebagai berikut :

PLOTBLOCKS AND RANGES

FORMAT: BLOCKNBR, PLOT-MINIMUM, PLOT-MAXIMUM

0	0.0000	100.0000	
1	0.0000	2.000E+03	
14	-10.0000	190.0000	
6	-10.0000	40.0000	
0.0000	1.000E+03	0.0000	19.0000
1.0000	1.000E+03	19.0000	27.5114
2.0000	1.000E+03	50.7671	30.1811
3.0000	1.000E+03	82.2830	29.3664
4.0000	1.000E+03	111.2420	26.2723
5.0000	1.000E+03	135.9670	21.6629
6.0000	1.000E+03	155.3250	16.2932
7.0000	1.000E+03	168.9340	10.8106
8.0000	1.000E+03	177.0030	5.7147
9.0000	1.000E+03	180.1700	1.3517
10.0000	1.000E+03	179.3400	-2.0786
11.0000	1.000E+03	175.5460	-4.5050
12.0000	1.000E+03	169.8280	-5.9598
13.0000	1.000E+03	163.1410	-6.5512
14.0000	1.000E+03	156.2940	-6.4358
15.0000	1.000E+03	149.9160	-5.7936
16.0000	1.000E+03	144.4430	-4.8065
17.0000	1.000E+03	140.1300	-3.6426
18.0000	1.000E+03	137.0690	-2.4447
19.0000	1.000E+03	135.2240	-1.3241
20.0000	1.000E+03	134.4600	-0.3589450
21.0000	1.000E+03	134.5830	0.4051260
22.0000	1.000E+03	135.3710	0.9505620
23.0000	1.000E+03	136.5940	1.2829
24.0000	1.000E+03	138.0430	1.4248
25.0000	1.000E+03	139.5390	1.4098
26.0000	1.000E+03	140.9410	1.2769
27.0000	1.000E+03	142.1520	1.0659
28.0000	1.000E+03	143.1120	0.8138720
29.0000	1.000E+03	143.8000	0.5522560
30.0000	1.000E+03	144.2210	0.3059570
31.0000	1.000E+03	144.4040	0.0925166
32.0000	1.000E+03	144.3900	-0.0775749
33.0000	1.000E+03	144.2270	-0.2000820
34.0000	1.000E+03	143.9660	-0.2758900
35.0000	1.000E+03	143.6520	-0.3096960
36.0000	1.000E+03	143.3260	-0.3086860
37.0000	1.000E+03	143.0170	-0.2813180
38.0000	1.000E+03	142.7500	-0.2362900
39.0000	1.000E+03	142.5360	-0.1817270

Tugas Akhir (NE 1701)

40.0000	1.000E+03	142.3810	-0.1246240
41.0000	1.000E+03	142.2850	-0.0705119
42.0000	1.000E+03	142.2420	-0.0233355
43.0000	1.000E+03	142.2420	0.0145083
44.0000	1.000E+03	142.2760	0.0420025
45.0000	1.000E+03	142.3310	0.0592656
46.0000	1.000E+03	142.3990	0.0672709
47.0000	1.000E+03	142.4710	0.0675549
48.0000	1.000E+03	142.5380	0.0619488
49.0000	1.000E+03	142.5970	0.0523524
50.0000	1.000E+03	142.6450	0.0405522
51.0000	1.000E+03	142.6800	0.0280953
52.0000	1.000E+03	142.7020	0.0162123
53.0000	1.000E+03	142.7120	0.0057896
54.0000	1.000E+03	142.7120	-0.0026260
55.0000	1.000E+03	142.7060	-0.0087922
56.0000	1.000E+03	142.6940	-0.0127176
57.0000	1.000E+03	142.6790	-0.0146027
58.0000	1.000E+03	142.6630	-0.0147759
59.0000	1.000E+03	142.6490	-0.0136348
60.0000	1.000E+03	142.6360	-0.0115927
61.0000	1.000E+03	142.6250	-0.0090423
62.0000	1.000E+03	142.6170	-0.0063257
63.0000	1.000E+03	142.6120	-0.0037172
64.0000	1.000E+03	142.6100	-0.0014161
65.0000	1.000E+03	142.6100	453.987E-06
66.0000	1.000E+03	142.6110	0.0018349
67.0000	1.000E+03	142.6130	0.0027259
68.0000	1.000E+03	142.6170	0.0031679
69.0000	1.000E+03	142.6200	0.0032309
70.0000	1.000E+03	142.6230	0.0030005
71.0000	1.000E+03	142.6260	0.0025667
72.0000	1.000E+03	142.6290	0.0020158
73.0000	1.000E+03	142.6300	0.0014239
74.0000	1.000E+03	142.6310	851.332E-06
75.0000	1.000E+03	142.6320	342.791E-06
76.0000	1.000E+03	142.6320	-72.394E-06
77.0000	1.000E+03	142.6320	-381.765E-06
78.0000	1.000E+03	142.6310	-583.721E-06
79.0000	1.000E+03	142.6310	-687.058E-06

Tugas Akhir (NE 1701)

80.0000	1.000E+03	142.6300	-706.183E-06
81.0000	1.000E+03	142.6290	-659.726E-06
82.0000	1.000E+03	142.6280	-568.140E-06
83.0000	1.000E+03	142.6280	-449.868E-06
84.0000	1.000E+03	142.6280	-321.580E-06
85.0000	1.000E+03	142.6270	-196.194E-06
86.0000	1.000E+03	142.6270	-84.073E-06
87.0000	1.000E+03	142.6270	8.631E-06
88.0000	1.000E+03	142.6270	78.113E-06
89.0000	1.000E+03	142.6270	123.794E-06
90.0000	1.000E+03	142.6270	147.701E-06
91.0000	1.000E+03	142.6280	152.978E-06
92.0000	1.000E+03	142.6280	143.575E-06
93.0000	1.000E+03	142.6280	124.682E-06
94.0000	1.000E+03	142.6280	99.715E-06
95.0000	1.000E+03	142.6280	72.044E-06
96.0000	1.000E+03	142.6280	44.736E-06
97.0000	1.000E+03	142.6280	20.506E-06
98.0000	1.000E+03	142.6280	602.426E-09
99.0000	1.000E+03	142.6280	-15.079E-06
100.0000	1.000E+03	142.6280	-26.031E-06

Dari hasil eksekusi program terlihat bahwa RPM bow thruster meningkat tajam pada eksekusi waktu permulaan karena pengaruh tahanan air laut. Setelah eksekusi berjalan dengan tempo waktu tertentu maka akan dicapai putaran stabil untuk dapat melawan tahanan air laut yaitu setelah 91 detik = 1,52 menit sejak dilakukan eksekusi sistem.

V

KESIMPULAN

BAB V

KESIMPULAN

5.1. EVALUASI SISTEM.

1.1. Eksekusi sistem dengan input n_{EM} dan variabel perubah I_L dan R_{HM} .

Dari gbr. 4-1 terlihat bahwa efek resistive pada motor hidrolik berpengaruh besar terhadap optimalitas matching antara motor hidrolik dengan sistem hidrolik bow thruster tersebut diatas. Pemilihan tiga nilai pada variabel perubah R_{HM} dipakai sebagai acuan terhadap besar nilai n_{EM} hasil proses perhitungan balik dari sistem diatas. Terlihat bahwa pada nilai $R_{HM} = 0,1$ maka nilai n_{EM} hasil perhitungan balik sistem (n_{EM} proses) paling mendekati nilai n_{EM} inputnya.

Dari gbr. 4-1 dan gbr. 4-2, untuk mencari kestabilan nilai inertive load I_L yang terpenuhi dalam satuan waktu tertentu (dalam hal ini detik). Dengan mengetahui berapa lama waktu yang diperlukan untuk mencapai kestabilan akan diketahui sejauh mana performansi piranti-piranti yang tergabung dalam sistem tersebut. Dalam hal ini yang dijadikan perubah adalah tahanan / efek resistive dari motor hidrolik (R_{HM}).

sebagai contoh : saat nilai $R_{HM} = 0,05$:

untuk nilai $I_L = 12 \text{ kgm}^2$ ----> kestabilan nilai n_{EM} proses diperoleh dalam waktu : 2770 detik = sekitar 46 menit.

untuk nilai $I_L = 19 \text{ kgm}^2$ ----> kestabilan nilai n_{EM} proses diperoleh dalam waktu : 4216 detik = sekitar 1,2 jam.

Diartikan bahwa pencapaian beban inersia (inertive load) yang stabil dapat dilakukan setelah sistem bekerja selama tempo diatas untuk kondisi tetap / tertentu. Besar waktu yang diperlukan untuk menuju kestabilan nilai menunjukkan tingkat performansi dari piranti pendukung sistem.

Dari gbr. 4-3 sampai gbr. 4-5 dapat diambil kesimpulan bahwa untuk 2 nilai inertive load diatas, besar $R_{HM} = 0,1$ adalah yang paling optimal terhadap kerja sistem,

hal ini berarti efisiensi kerja motor hidrolik sebesar 90 % adalah yang optimal dan sesuai dengan spesifikasi (dari spesifikasi teknis Staffa Motors bahwa efisiensi motor bernilai : 85 % -- 95 %).

1.2. Eksekusi sistem dengan input F_{EM} dan variabel perubah F_L dan R_{HM} .

Dari gbr. 4-6 sampai gbr. 4-8 dan dari hasil perhitungan numerik, diketahui bahwa diantara ke tiga nilai variabel perubah R_{HM} , saat F_L bernilai stabil maka waktu yang dibutuhkan dengan $R_{HM} = 0,15$ adalah yang paling singkat dan dengan hasil akhir nilai tahanan yang paling kecil. Sehingga dari acuan gbr. 4-1 bahwa F_L dipengaruhi oleh efek resistive motor hidrolik, maka pilihan nilai adalah pada $R_{HM} = 0,15$.

5.2. KESIMPULAN.

Dari data-data evaluasi diatas diperoleh kesimpulan bahwa :

- a. Dengan input n_{EM} yang ada ,performansi optimal didapat dari kerja motor hidrolik dengan efisiensi kerja sekitar 90 % karena disini daya dari motor listrik dapat diteruskan dalam sistem sebagai sumber penggerak bow thruster dengan nilai losses yang kecil (dari hasil cross check $n_{EM \text{ input}}$ dan $n_{EM \text{ proses}}$ yang nilai $n_{EM \text{ proses}}$ paling mendekati nilai $n_{EM \text{ input}}$ dan stabil).
- b. Disisi lain bahwa dengan input n_{EM} tersebut maka daya kerja motor listrik tidak dapat maksimal dalam transfer dayanya / diteruskan sampai dengan bow thruster karena dengan nilai R_{HM} tersebut, nilai F_L -nya lebih besar bila dibandingkan dengan nilai F_L pada efisiensi kerja motor hidrolik yang 95 %.
- c. Sehingga dengan acuan gbr. 4-11 dan 4-12, untuk mendapatkan performansi sistem yang paling optimal (dengan piranti yang ada adalah tetap/ tidak dilakukan penggantian/ perubahan susunan), efisiensi motor hidrolik harus berada diantara nilai $R_{HM} = 0,1 \text{ --- } 0,15$ (efisiensi kerja = 85 % --- 90 %).
- d. Pada gambar 4-1 terlihat bahwa kerja aktual dari motor hidrolik akibat dari motor listrik ($n_{EM \text{ proses}}$) dicapai dengan waktu yang lebih sedikit (sekitar 153 detik = 2,55 menit) bila nilai efek resistifnya sekitar 0,05.

Untuk nilai $RHM = 0,1$ terlihat bahwa $n_{EM \text{ proses}}$ bernilai lebih mendekati $n_{EM \text{ input}}$ sehingga dapat diketahui bahwa transformasi tenaga akan tersalur lebih murni dengan tahanan sekecil mungkin walaupun untuk itu diperlukan waktu proses yang lebih lama (sekitar 338 detik = 5,63 menit).

- e. Pada gambar 4-2 terlihat bahwa kerja aktual motor hidrolik akibat dari $n_{EM \text{ proses}}$ dicapai dengan waktu terkecil sekitar 242 detik = 4 menit untuk nilai resistif sebesar 0,05.

Untuk $RHM = 0,1$ maka dari gambar terlihat bahwa transformasi tenaga akan tersalur lebih murni dengan waktu proses yang lebih lama (sekitar 535 detik = 8,91 menit).

- f. Dari gambar 4-6. terlihat bahwa gaya perlawanan FL dengan gaya input dari motor listrik saat terjadi transformasi tenaga dari sistem, maka nilai FL akan mengecil untuk kemudian stabil pada waktu 987 detik = 16,45 menit dengan pilihan inertive load $IL = 12 \text{ kgm}^2$ dan $RHM = 0,15$. Untuk nilai $IL = 19 \text{ kgm}^2$ yaitu pada gambar 4-7, maka nilai FL stabil pada 1447 detik = 24,12 menit dengan efek resistif pada motor hidrolik (RHM) sebesar 0,15.
- g. Dari gambar 4-13 terlihat bahwa fluktuasi nilai putaran bow thruster meningkat tajam saat awal eksekusi sistem karena pengaruh tahanan air laut. Saat putaran stabil dicapai pada nilai $RPM = 142,628$ dimana nilai tersebut sesuai dengan nilai rencana RPM thruster KMW yaitu 120 -- 160 RPM . Sehingga susunan sistem dan nilai-nilai konstantanya untuk perhitungan dapat dipertahankan.

- h. Analisa terhadap langkah pembuatan pemodelan dari sistem hydraulic bow thruster diatas adalah bahwa investigasi antar perubahan tenaga dinamis (*dynamic power interchange*) pada masing-masing komponen perangkat keras / hardware dapat dengan mudah dilakukan yaitu dengan menempatkan fungsi model yang sesuai / suitable. Semisal dengan memberikan fungsi model sebagai perubah daya (*power transformer*) seperti pada perubahan dari power electric ke power hydraulic, atau sebagai penghubung daya (*power transmitter*) seperti pada hydraulic lines. Kekuatan pertengahan dari sistem diatas dapat diwakili pula melalui pemodelan pada unit power amplifying yang memberikan sinyal tenaga sebagaimana diilustrasikan pada pemodelan Gambar3-1(b) diatas. Sehingga analisa untuk pemodelan dengan tujuan untuk mendapatkan suatu piranti / tool yang sesuai dapat diperoleh yaitu dengan mendapatkan model matematis dinamik melalui pertimbangan dynamic power flownya.

REFERENSI

1. Foulerton, Robert, "*A Letter to the Lords of the Admiralty on the Ship Manoeuvrer*" Thomas Dean and Co. , London, 1846.
2. Norrby, R.A. , Ridley, D.E. , "*Notes on Thruster for Ship Maneuvering and Dynamic Positioning*" , SNAME Transactions, vol. 88, 1980, pp. 377 - 402.
3. Jastram, H. , "*Bugstrahlruder*", Trans. STG, 1958.
4. Wilson, W.E., "Bow Thruster - Design - Application" , SNAME Canadian Maritime Section, Dec. 1961.
5. Pehrsson, Lennart and Mende, Robert G. , "*Design, Model testing and Application of Controllable Pitch Bow Thrusters*" , SNAME, N.Y. Metropolitan Section, Sept. 1960.
6. Pike, Dag, "*Schottel in a changing World*", Lloyd's List, Nov. 1979.
7. Ogata, Katsuhiko, "*Modern Control Engineering*" , Prentice-Hall Inc. , Englewood Cliffs, N.J. (1970), p. 2 - 4.
8. Surjo Widodo Adji, Diktat Kuliah, "*Pemodelan Dinamis dan Simulasi : Marine Applications*" , Teknik Sistem Perkapalan, FTK-ITS, 1995.
9. Kuo, Benjamin C., "*Automatic Control Systems*" , 5th ed., 1987, Prentice-Hall Inc., p 298 - 299.
10. Thomson, William T., (Dra. Lea Prasetyo, Msc), "*Teori Getaran dengan Penerapan*", ed. 2, pen. Erlangga, 1986, hal. 19.
11. Green W.L., "*Hydraulic Systems : An Introduction to the Analysis of System and Components*", John Wiley & Sons, 1985.
12. Stringer, J., "*Hydraulic Systems Analysis*", Macmillan, Basingstoke, 1980.
13. Mc Cloy, D. and Martin, H., "*The Control of Fluid Power*", Longman, London, 1973.
14. Ezekial, F.D. and Paynter, H. M. "*Computer Representations of Engineering Systems Involving Fluid Transients*", Trans. ASME, vol. 79, 1957, p. 1840 (In Blackburn, Reethof, Sherer "*Fluid Power*").

15. Karnopp, D. and Rosenberg, R, "*Analysis and Simulation of Multiport Systems*", 1968, The M.I.T. Press.
16. Roy L. Harrington (editor), "*Hydraulic Fluid*", *Marine Engineering*, SNAME Publication, 1992, p. 524.
17. Prof. Hallvard Engja, "*The Bondgraph Technique as a Powerful Modelling Tool*", Int. Symposium on Advances in Marine Tech., p. 471 - 491.
18. Peter D. , Bevis B., "*Dynamic Modelling of Hydraulic Control Systems*", First World Conference in Industrial Tribology, New delhi, 1972, paper C1.

LAMPIRAN


```

TIMING:      1.0000      1.000E+03
PLOTBLOCKS AND RANGES
      0      0.0000      100.0000
      1      0.0000      2.000E+03
     14     -10.0000     190.0000
      6     -10.0000      40.0000

```

1.000E+03	1	CON				;nilai RPM
60.0000	2	ATT	1			RPM-->rps=wS
0.3719150	3	GAI	2	-12	-10	;mencari nilai TS
0.0120000	4	ATT	3	-11		;mencari nilai PHL
0.0120000	5	GAI	4			;mencari nilai Fi
19.0000	6	INT	5	-13		;nilai \dot{x}_m
0.0120000	7	GAI	6			;mencari nilai Qi
-0.2000000	8	GAI	7			
0.2000000	9	ATT	8			;mencari nilai Qi-QP
0.0120000	10	ATT	9			;mencari nilai wRFC
0.0500000	11	GAI	10			;nilai TRFC
0.0096800	12	INT	3			;nilai wI
0.3000000	13	GAI	6			;nilai FRsw
0.0000	14	INT	6			

FILE: taku.sim
10 8 1996

IBM-PC
TESTING

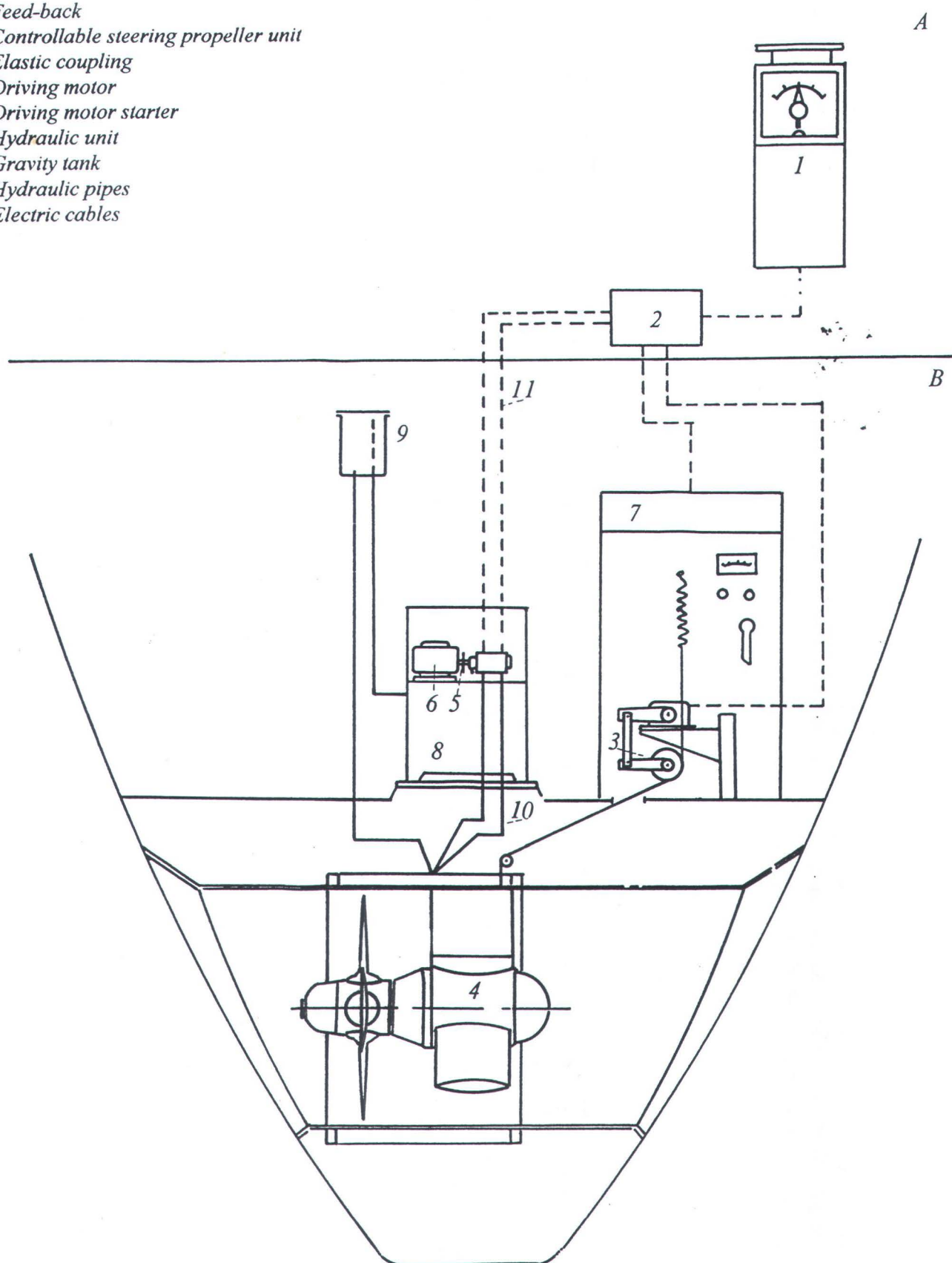
10.0000	1.000E+03
CHECKS AND RANGES	
0.0000	1.000E+03
150.000E+03	225.000E+03
10.0000	40.000E+03
30.000E+03	50.000E+03
50.000E+03	150.000E+03

0E+06	10	CON			;daya E/M
0E+03	20	CON			;rpm E/M
17190	30	GAI	20		;rps E/M
50000	40	GAI	30		;rps * r poros
	50	DIV	10	40	;daya/kec = F(E/M)
72500	60	ATT	50		;P(H/P)
	70	SUM	60	-140	;Q(H/P)
65980	80	GAI	70		;F(H/M)
	90	SUM	80	-120	;F(L)
00	100	INT	90		
00	110	ATT	100		;rpm (H/M)
00000	120	GAI	110		;F(R)-->efek resistive (H/M)
65980	130	GAI	110		;Q1
00000	140	GAI	130		;P(R)-->efek resistive (H/L)
30000	150	GAI	60		;Q(C)-->efek capacitive (H/P)
	160	SUM	150	-130	
72500	170	ATT	160		;rpm E/M [cross check sistem]

The KaMeWa Steering Propeller System

Bridge control panel
 Central control unit
 Feed-back
 Controllable steering propeller unit
 Elastic coupling
 Driving motor
 Driving motor starter
 Hydraulic unit
 Gravity tank
 0 Hydraulic pipes
 1 Electric cables

A Bridge
 B Steering propeller room



Ref. no: 10456

PUMPDATA

PUMP_TYPE: BOSCH HY/ZFS 11/28

CAPACITY: 30.7 LIT/MIN AT 1720 RPM 37 CST
MAX PRESSURE 6 MPa

E-MOTOR: AEG AM 112 MZ4/F215

1750 RPM 440 V 60 Hz
FULL LOAD CURRENT 9A
STARTING CURRENT 54 A

no: 605096-97

CALCULATION DATA

MASS MOMENT OF INERTIA J_i IN AIR/IN WATER (MAX PITCH)

PROPELLER UNIT: $J=GD^2/4= 12 \text{ kgm}^2 / 19 \text{ kgm}^2$

STIFFNESS: $1.12 \times 10^6 \text{ Nm/rod}$

THE VALUES ARE RELATED TO INPUT SHAFT

COUPLING: $J=GD^2/4= 1.0 \text{ kgm}^2$

	100		
	99		
	98		
	97		
	96		
	95		
	94		
	93		
	92		
	91		
	90		
	89		
	88		
	87		
	86		
	85		
	84		
	83		
	82		
	81		
Plug	80	1 Plugg vsti R3/4"-ed	Ermeto
Spherical ball bearing	79	1 Sforiskt rullager	SKF
	78		
	77		
	76		
	75		
Adopter	74	1 Adopter 201-8	Specma
Hose assembly	73	1 Slungkombination	Specma
Adopter	72	4 Adopter 201-16	Specma
Hose assembly	71	2 Slungkombination	Specma
Stripper	70	1 Skrapring UAS 20-30-4-6	Simrit
	69		
	68		
	67		
O-ring	66	1 O-ring 19.2x3-704	SMS158
O-ring	65	3 O-ring 29.2x3-704	SMS158
O-ring	64	1 O-ring 36.2x3-704	SMS158
O-ring	63	1 O-ring 694.0x6.0-704	Skega
O-ring	62	1 O-ring 774.1x8.4-704	Skega
	61		
	60		
	59		
Split pin	58	1 SP 1x12	SMS 66
Split pin	57	1 SP 1.6x20	SMS 66
Washer	56	1 BRB 8.4x16-stål HB200	SMS 70
Washer	55	1 BRB 4.3x8-stål HB200	SMS 70
Locking ring	54	1 SqH 62	SMS158
Pin	53	2 FRP 4x28	SMS166
Pin	52	1 CBH 4x20	SMS237
Pin	51	1 CBH 8x25	SMS237

Det. nr	Ant.	Dimension	Referens
Item	Ref. nr	Description	Reference
No.			

Installation

1. Preparation

- a. Verify that all parts according to the specification of each type of coupling are on hand and are as ordered.
- b. Prepare shafts by removing dirt and burrs, and coat with suitable antigalling lubricant such as white lead.
- c. Select COUPLING GREASE (see page 21). Use a portion of the correct amount to pack the gear teeth in the sleeves. Coat seals with grease and install in groove in and of sleeves.
- d. Insert keys in keyways; keys should have a snug fit on sides of keyways with slight clearance top to bottom.
- e. Place sleeves over ends of shafts with flanges facing toward each other.

2. Mount hubs

- a. Straight bored hubs – Koppers Series H Coupling hubs are normally bored for an interference fit corresponding to Flexible Coupling Standard AGMA 511.01, unless specified otherwise. Heat hubs in oil bath or oven until bores are substantially larger than the shaft diameters. (For most values of interference fits, this will require a hub temperature of approximately 300°F or 150°C). NEVER APPLY AN OPEN FLAME TO HUB TEETH. Mount hubs on their shafts, with end of hub flush with shaft end. For normal applications, hub should be mounted with teeth away from end of shaft as shown in the illustrations on page 6 fig. 10 and 11. Increased shaft separation is accommodated by reverse – mounting one or both hubs (dimensions Cx and Cw in Table 1).

- b. Taper bored hubs – Mount the cold hub hand tight on the shaft and rap lightly with a soft mallet to establish initial line-to-line fit. Draw hub up an additional distance to obtain the desired interference fit for the connection. The required amount of axial movement is dependent upon the bore diameter and taper angle.

NOTE: Interference fit requirements in excess of .0005 inch per inch of bore diameter should be referred to SKF for approval.

For most applications, the hub face will project beyond the small end of shaft taper after pull-up of the hub.

Install the hub retention means (locknut or retaining plate and cap-screws) provided with the shaft and securely lock the nut or cap-screws.

Vertically installed couplings the same recommendations are applicable as above.

In order to keep alignment demands at a reasonable level, since increased precision means increased costs, it is advisable to employ flexible couplings for general engineering applications, since these can accommodate alignment errors and offer protection to the machines against the forces which would otherwise result from misalignment. Examples of flexible couplings are gear-type couplings and different types of elastic coupling.

A gear-type coupling comprises two hubs with external gear and two outer sleeves with internal gear. The hubs are normally mounted on the shafts with a light interference fit and keys and the torque is transmitted by the two gear meshes.

Gear-type couplings can compensate for the alignment errors which can occur as indicated in fig. 16, page 17. The teeth function as splines and permit relative axial movement of the shafts. A parallel displacement of the shafts is transformed into an angular misalignment (fig. 16 b).

It is the distance between the gear meshes and form of the teeth which determine the permissible misalignment. Straight-cut teeth are employed where misalignments are small and crowned teeth for greater misalignments. The magnitude of the torque which can be transmitted is determined by tooth form and size as well as by the pitch diameter of the gear rings.

Standard series H couplings are designed for a maximum misalignment capacity of $\pm 0,75^\circ$ per gear mesh provided the parallel displacement is 0. Maximum permissible parallel displacement is indicated in Table 1 on page 7, please note these values are valid when the angular misalignment is 0. This means that maximum values of parallel displacement and angular alignment cannot be applied at the same time. Place machines into approximate position; refer to Table 1 on page 7 for correct hub separation. Best coupling performance is obtained when alignment is checked with dial indicators. NOTE: Always rotate hub on which indicator is mounted.

Angular alignment – check by mounting indicator on body of one hub and placing pointer on end face of opposite hub (fig. 17 on page 19). Adjust machines until best possible alignment is obtained.

Parallel displacement – with indicator mounted as above, place pointer on body of opposite hub (fig. 18 a). Adjust machines until indicator reading is identical at four points 90° apart.

The effects of both angular misalignment and offset misalignment (parallel displacement) are evaluated simultaneously by the procedure shown in fig. 18 b. The max. recommended values of angular respectively offset misalignment are shown in graph nr 1 on page 19. The values are independent of coupling size. After securely tightening foundation bolts, alignment should be rechecked and adjusted if necessary.

Please check that the hub separation is not less than or exceed the values for the different coupling sizes in Table 1 on page 7.

Losses power transmission - with indicator mounted as above, the effect of alignment shaft joined with SKF Coupling will taken power losses between 5% to 15%. The values of power resistive effect are independent of coupling size and mounting. Adjust position until best possible alignment is obtained.

4. Assemble

After hubs have cooled, coat hub gear teeth and body with coupling grease. Slide sleeves into mesh with hub teeth, with lube holes at about 90° on opposite sleeves. After making certain that flanges are free of dirt and burrs, insert gasket and bolt sleeves together. Tighten all fasteners to the torque shown in Table 1 on page 7.